- تكييف الهواء هو إجراء أو مجموعة إجراءات يتم فيها معالجة الجو المحيط و ذلك بالتحكم في الخواص الحرارية و الفيزيائية للهواء داخل المكان المراد تكييفه للحصول على جو مناسب يُشعر الموجود فيه بالراحة و الحرارة المناسبة وذلك بالوصول لحالة محددة تبعا لنوع الغرض. تنقسم هندسة التكييف من ناحية الغرض إلى تكييف من أجل راحة الإنسان او من اجل الصناعة (مثل صناعة النسيج و الورق).

أ- **تكييف لأجل راحة الإنسان:**

تكييف الهواء في مباني المكاتب والقاعات العامة والمنازل والفصول الدراسية..... يعني التحكم في درجة حرارة الهواء ورطوبته ونقاوته و حركته (توزيعه) خلال مكان معين للحصول على وسط مريح خالى من الأتربة و الغازات الفاسدة و الروائح الكريهة لشاغلي المكان في جميع فصول السنة، و تبعا للجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة و التبريد و التكييف American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers) ASHRAE) حددت أن راحة الإنسان تكون تقريبا عند:

درجة الحرارة الجافة فى حدود $20 - 23°C$ و رطوبة نسبية في حدود $50 \pm 20\%$ في الشتاء.

درجة الحرارة الجافة فى حدود $24 - 27°C$ و رطوبة نسبية في حدود $50 \pm 20\%$ في الصيف.

هناك ٦ (ستة) عوامل تؤثر على راحة الإنسان ..... ٤ منهم نتيجة بسبب البيئة و ٢ نتيجة شخصية:

١) درجة الحرارة الجافة للهواء.
٢) درجة حرارة الإشعاع المتوسطة.
٣) الرطوبة النسبية للهواء.
٤) سرعة الهواء. (سرعة حركة الهواء المطلوبة يجب أن تكون بين ٣-١٥ م / دقيقة)
٥) نوع الملابس التى يرتديها الانسان.
٦) حركة الانسان و طبيعة نشاطه.

ب- **تكييف لأجل الصناعة (لراحة الآلات):**

مهمة التكييف الصناعي هى تأمين جو مناسب لزيادة وتحسين الإنتاج والحفاظ على مردود جيد لآلات الإنتاج مثل صناعة الورق ، صناعة الغزل والنسيج وغيرها. و لذلك نستعمل المرطبات بقصد تبريد وترطيب الهواء كما نستخدم آلات التبريد التي تعمل على وسيط التبريد مثل غاز النشادر أو الفريون بأنواعه عندما يكون هناك حاجة للتبريد إلى درجات حرارة لايمكن تأمينها عن طريق تبريد الهواء بالترطيب.

Air Definitions

أ. **الهواء الجوى Atmospheric air :** عبارة عن خليط من بخار الماء ، ملوثات (غبار و أدخنة)، و غازات مثل N_2، O_2، CO_2.

ب. **الهواء الجاف Dry air :** عبارة عن الهواء الجوى بدون بخار الماء و الملوثات و هو عبارة عن ٧٨% (حجما) نيتروجين، ٢١% أكسجين، ١% غازات أخرى.

ج. **الهواء الرطب Moist air :** عبارة عن خليط من بخار الماء و الهواء الجاف. يمكن إعتبار الهواء الرطب مادة نقية pure substance لأن مكوناته ثابتة كيميائيا (لا يحدث تفاعل بين المكونات) و ثابتة فزيائيا (نسب مكوناته ثابته).

Dry air	$P_a V = n_a \bar{R} T$
Water vapor	$P_v V = n_v \bar{R} T$
moist air	$(P_a + P_v)V = (n_a + n_v)\bar{R}T$

where,

$P_a \equiv$ partial pressure of dry air

$P_v \equiv$ partial pressure of water vapor

$n_a \equiv$ number of moles of dry air

$n_v \equiv$ number of moles of water vapor

Dalton's Law

Dalton's law states that if a gas mixture is contained in a given volume V at a temperature T, the total pressure of the mixture is equal to the sum of the partial pressure of each gas species. Therefore, the total pressure exerted by the moist air.

$$P_b = P_a + P_v$$

Mole Fraction (x)

It is the number of moles of a component per number of moles of the mixture. From the ideal gas law; the mole fraction of the elements of moist air can be expressed in terms of the partial pressures.

$$x_a = \frac{P_a}{P_b} = \frac{P_a}{P_a + P_v} = \frac{n_a}{n_a + n_v} \quad , \quad x_v = \frac{P_v}{P_b} = \frac{P_v}{P_a + P_v} = \frac{n_v}{n_a + n_v} \qquad x_a + x_v = 1$$

Moist Air Properties خواص الهواء الرطب

Dry Bulb Temperature (T_{db} = DBT) درجة الحرارة الجافة

It is the moist air temperature measured by an ordinary dry bulb thermometer in shade.

درجة حرارة الهواء الرطب المُقاسة بترمومتر عادى جاف فى الظل.

Wet Bulb Temperature (T_{wb} = WBT) درجة الحرارة الرطبة

It is the temperature of moist air measured by a wetted bulb thermometer. It is known as the adiabatic saturation temperature. This temperature is usually below the DBT. It equals DPT and DBT when the moist air is saturated.

درجة حرارة الهواء الرطب المُقاسة بترمومتر له بُصيله مُغطاه بقطعة قماش مبلله و ايضا تُسمى درجة حرارة التشبع الاديباتيكى. درجة الحرارة الرطبة دائما تكون اقل من درجة الحرارة الجافة و تكون مساوية لدرجة حرارة الندى و درجة الحرارة الجافة فى حالة الهواء المشبع.

Dew Point Temperature (T_{dp} = DPT) درجة حرارة الندى

It is the temperature of moist air at which moisture will begin to condense out of the air. This is when it is cooled at a constant pressure and constant humidity ratio.

درجة حرارة الهواء الرطب التى يتكثف عندها بخار الماء فى الهواء و ذلك عندما يتم تبريده مع ثبوت الضغط و نسبة الرطوبة . وهى درجة حرارة التشبع للضغط الجزئى لبخار الماء.

$$T_{dp}\ (°C) = 14.62 \ln\left(\frac{P_v}{600.245}\right)$$

where,

$P_v \equiv$ partial pressure of water vapor, Pa

Humidity Ratio (w) نسبة الرطوبة او الرطوبة النوعية أو الرطوبة المطلقة

Humidity ratio (w) of a given moist air is defined as the ratio of the mass of water vapor to the mass of dry air contained in the mixture of moist air. Also it called as **[Specific Humidity, moisture content]**.

النسبة بين كتلة بخار الماء الى كتلة الهواء الجاف فى الهواء الرطب.

$$w = \frac{m_v}{m_a} = 0.622\frac{P_v}{P_a} = 0.622\frac{P_v}{P_b - P_v}$$

حفظ

where,

$m_v \equiv$ mass of water vapor contained in the moist air

$m_a \equiv$ mass of dry air contained in the moist air

$P_v \equiv$ partial pressure of water vapor

$P_b \equiv$ barometric pressure $\cong$ **101.325 kPa**

$P_a \equiv$ partial pressure of dry air $= P_b - P_v$

Drive an expression of specific humidity

$$w = \frac{m_v}{m_a} \qquad P_vV_v = m_vR_vT_v \qquad P_aV_a = m_aR_aT_a$$

$$T_v = T_a \qquad V_v = V_a \qquad \therefore \frac{P_v}{P_a} = \frac{m_vR_v}{m_aR_a} = w\frac{R_v}{R_a}$$

$$\therefore w = \frac{R_aP_v}{R_vP_a} \qquad R_v = \frac{\bar{R}}{M_v} \qquad R_a = \frac{\bar{R}}{M_a} \qquad \therefore \frac{R_a}{R_v} = \frac{M_v}{M_a} = \frac{18}{28.94} \cong 0.62197$$

$$\therefore w = 0.62197\frac{P_v}{P_a} = 0.62197\frac{P_v}{P_b - P_v}$$

Saturation Moisture Content (w_s) نسبة الرطوبة فى حالة التشبع

Saturation moisture content (w_s) of a given moist air is defined as the ratio of the mass of water vapor to the mass of dry air contained in the mixture of moist air when it is saturated.

النسبة بين كتلة بخار الماء الى كتلة الهواء الجاف فى الهواء الرطب عندما يكون الهواء مشبعا.

$$w_s = \frac{m_{v,sat}}{m_a} = 0.622\frac{P_s}{P_a} = 0.622\frac{P_s}{P_b - P_s}$$

حفظ

where,

$m_{v,sat}$ ≡ mass of water vapor contained in the saturated moist air

m_a ≡ mass of dry air contained in the saturated moist air

P_s ≡ saturation pressure of water vapor

P_a ≡ partial pressure of dry air $= P_b - P_v$

P_b ≡ barometric pressure ≅ 101.325 kPa

Percentage Saturation (%) نسبة التشبع

Percentage Saturation (%) is defined as the ratio of specific humidity of moist air to the specific humidity when it is saturated at same conditions.

النسبة بين نسبة الرطوبة فى الهواء الرطب الى نسبة الرطوبة فى الهواء الرطب عندما يكون مشبعا عند نفس الظروف الحرارية.

$$P.S.(\%) = \frac{W}{W_s}$$

حفظ

Relative humidity (R.H = ϕ%): الرطوبة النسبية

Ratio of mole fraction of water vapor in moist air to the mole fraction of water vapor in moist air saturated at the same temperature. It can be derived using partial pressure and saturation pressure of water vapor.

هى مقياس لنسبة بخار الماء فى الهواء الرطب الى الكمية القصوى التى يمكن ان يحملها الهواء عند نفس درجة الحرارة. او هى النسبة بين ضغط بخار الماء فى الهواء الرطب الى اقصى ضغط لبخار الماء فى الهواء الرطب فى حالة التشبع عند نفس درجة الحرارة الجافة.

$$R.H = \phi = \frac{x_v}{x_{v,sat}} = \frac{P_v}{P_s}$$

حفظ

where,

x_v = mole fractionof water vapor contained in the moist air

$x_{v,sat}$ = mole fraction of water vapor in moist air saturated at the same temperature

P_v = partial pressure of water vapor contained in the moist air

P_s = saturation pressure of water vapor at dbt

Specific Enthalpy (h) الإنثالبى النوعية

Total energy content of moist air per kg of dry air. It contains the summation of the enthalpies of dry air and water vapor.

كمية الحرارة الموجودة فى الهواء الرطب لكل ١ كجم من الهواء الجاف. وهى تساوى مجموع الانثالبى النوعية للهواء الجاف وبخار الماء.

$$h = h_a + wh_v$$

where

h_a = specific enthalpy for dry air ≅ $1.005T_{db}$

h_v = specific enthalpy for saturated water vapor at the temp of the mixture

w = specific Humidity (kg_w/kg_a)

$$h(kJ/kg) = 1.0048T_{db} + w(2500.8 + 1.863\,T_{db}) \quad \& \quad T_{db} \equiv {}^\circ C$$

Specific Volume (v) الحجم النوعى

The specific volume of a moist air mixture is defined as total of the mixture volume per unit mass of dry air.

الحجم النوعى للهواء الرطب عبارة عن مقدار ما يشغله ١ كجم من الهواء الجاف فى حيز مقداره واحد متر مكعب.

$$v = \frac{V}{m_a} = \frac{R_a T_{db}}{P_a} = \frac{R_a T_{db}}{P_b - P_v}$$

حفظ هو حجم وحدة الكتل من الهواء الجوى

where,

V = total volume of the mixture

m_a = mass of dry air

v = the moist air specific volume, $m^3/kg_{dry\ air}$

R_a = air gas constant = 0.2871 kJ/kg.K

T_{db} = dry bulb temperature (K)

P_a = partial pressure of air $= P_b - P_v$

P_v = partial pressure of water vapor contained in the moist air

P_b = barometric pressure = pressureof the moist air ≅ 101.325 kPa

Density (ρ) الكثافة

The density of a moist air mixture is the ratio of the total mass to the total volume.

كثافة الهواء الرطب هى النسبة بين الكتلة الكلية للهواء الرطب و الحجم الكلى الذى يشغله.

$$\therefore \rho = \frac{m_a + m_w}{V} = \frac{1}{v}(1 + w)$$

Where

m_w = mass of water vapor contained in the moist air
m_a = mass of dry air contained in the moist air,
V = total volume of the moist air
v = the moist air specific volume, $m^3/kg_{dry\ air}$

Summary of Formulas

Saturation Vapor Pressure P_s(kPa) at DBT (°C) is found from:
$\text{Log}\, P_s = 30.59051 - (8.2 * \log T_{db}) + (2.4804 * 10^{-3} T_{db}) - (3142.31/T_{db})$ .... (1)

Saturation Moisture Content ω_s (kg_v/kg_a) = $(0.62197P_s)(101.325 - P_s)$ .... (2)

Saturation Vapor Pressure P_{swb}(kPa) at WBT (°C) is found from:
$\text{Log}\, P_{swb} = 30.59051 - (8.2 * \log T_{wb}) + (2.4804 * 10^{-3} T_{wb}) - (3142.31/T_{wb})$ .... (3)

Actual Vapor Pressure (kPa) $P_v = P_{swb} - (101.325 * 6.66 * 10^{-4})(T_{db} - T_{wb})$ .... (4)

Actual Moisture Content (Specific Humidity) ω
$= (0.62197P_v)/(101.325 - P_v)$ .... (5)

Relative Humidity R. H. (%) = $100(P_v/P_s)$ .... (6)

Percentage Saturation (%)
$= 100(\omega/\omega_s)$ .... (7)

Specific Enthalpy h (kJ/kg) = $1.0048T_{db} + \omega(2500.8 + 1.863T_{db})$ .... (8)
where: 1.0048 is the specific heat of dry air at 293K (P = C)
2500.8 is the specific enthalpy of dry saturated steam at 0°C

Specific Volume of humide air v (m^3/kg)! $P_a v = RT_{db}$ .... (9)
where: absolute pressure of dry air = $P_a = P_b - P_v = 101325 - P_v$ (Pa)
R = specific gas constant = 0.2871 (kJ/kg K)

Dew Point Temperature T_{dp} (°C) = $14.62 \ln(P_v/600.245)$ .... (10)
where: P_v in Pascal

Psychrometrics السيكرومترى

هو أحد فروع العلوم الذى يهتم بدراسة الخواص الفزيائية و الحرارية للهواء الرطب وذلك لتوضيح و تحليل الحالات و الإجراءات التى تحتوى على هواء رطب.

Psychrometric Chart الخريطة السيكروميترية

It is a graphical representation of the relation between the air temperature, humidity and other properties for analyzing their processes (heating, cooling, humidification...)

الخريطة السيكروميترية توضح بيانيا العلاقة بين درجة حرارة الهواء و الرطوبة و خواص اخرى و ذلك لتحليل العمليات التى تتم للهواء (تسخين، تبريد، ترطيب ....).

Seven properties are allowable on the psychrometric chart, we need at least two of them to know the others (T_{db}, T_{wb}, T_{dp}, h, v, w, R. H) except a point at the saturation line.

سبع خواص متوفرين على الخريطة السيكروميترية. نحن نحتاج فقط الى خاصيتين لنستطيع معرفة باقى الخواص **فيما عدا نقطة** موجوده على خط التشبع.

إتجاه زيادة الرطوبة النسبية

خطوط ثبوت الرطوبة النسبية

خطوط ثبوت درجة الحرارة الجافة

إتجاه زيادة درجة الحرارة الجافة

إتجاه زيادة درجة الحرارة الرطبة

خطوط ثبوت درجة الحرارة الرطبة

إتجاه زيادة درجة حرارة الندى

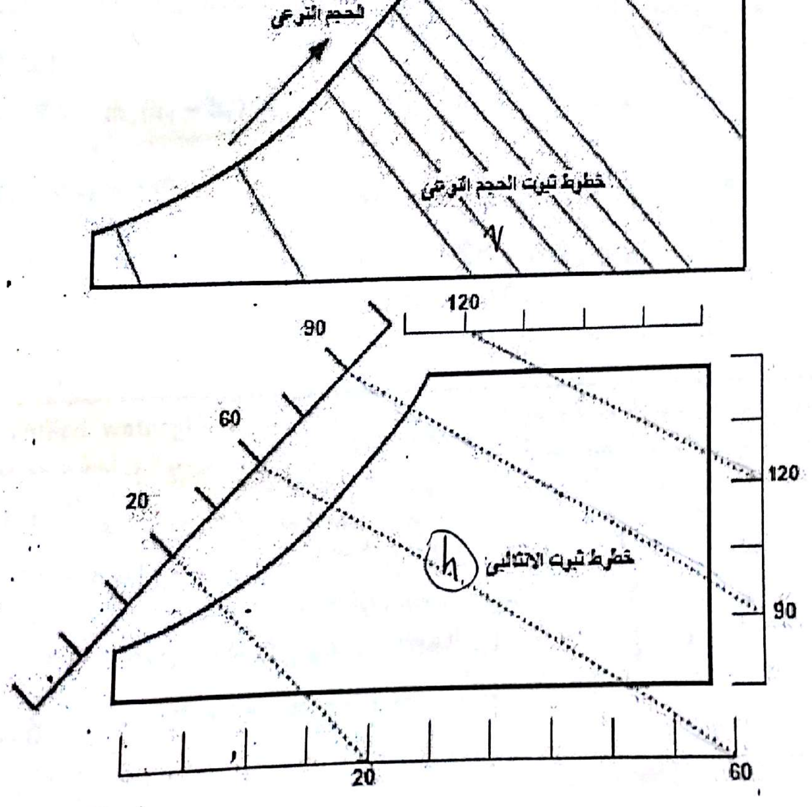
خطوط ثبوت درجة حرارة الندى

خطوط ثبوت الرطوبة النوعية

إتجاه زيادة الرطوبة النوعية

إتجاه زيادة الحجم النوعى

خطوط ثبوت الحجم النوعى



الرطوبة النسبية
الرطوبة النوعية
درجة حرارة الندى
درجة الحرارة الرطبة
الحجم النوعي
درجة الحرارة الجافة

العمليات (الإجراءات) السيكرومترية — Psychrometric Processes

هناك ٤ عمليات أساسية: تسخين – تبريد– ترطيب – إزالة رطوبة . و يمكن استخدام عمليه واحده اكثر من عملية مع بعض ليكونوا الآتى:

a)	التسخين المحسوس	Sensible heating, S.H
b)	التبريد المحسوس	Sensible cooling, S.C
c)	التسخين الكامن (الترطيب)	Latent heating (humidification)
d)	التسخين مع الترطيب	Heating and humidification
e)	التسخين مع إزالة الرطوبة	Heating and dehumidification
f)	التبريد مع إزالة الرطوبة	Cooling and dehumidification
g)	التبريد مع الترطيب	Cooling and humidification

الحرارة محسوسة: هى معدل الحرارة المضافة او المفقودة التى تغير على درجة حرارة الهواء الجافة و لا تؤثر على نسبة الماء فى الهواء.

الحرارة كامنة: هى معدل الحرارة المضافة او المفقودة التى تغير من حالة المادة دون إحداث تغير فى درجة الحرارة الجافة و بالنسبة للهواء هى الحرارة التى تؤثر على نسبة الماء فى الهواء فقط مع ثبوت درجة الحرارة الجافة.

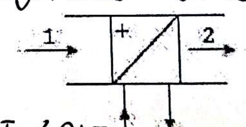
(a) Sensible Heating

إضافة حرارة (تسخين) الى الهواء بدون حدوث تغير فى نسبة الرطوبة و يتم ذلك بوضع ملف تسخين او سخان كهربى فى مجرى الهواء. يتم تمثيل هذه العملية على الخريطة السيكرومترية بخط أفقى موازى لخط درجة الحرارة الجافة.

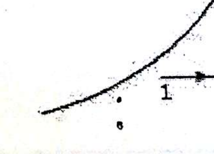
Heating coil capacity ≡ H. C. C

$$H.C.C = \dot{Q}_s = \dot{m}_a Cp_a (T_2 - T_1) = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$Q_L = 0$



$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1} \qquad \dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} = w\dot{m}_a$$



moisture removal $\equiv \Delta\dot{m}_v = 0$

(b) Sensible Cooling

فقد حرارة (تبريد) من الهواء بدون حدوث تغير في نسبة الرطوبة و يتم ذلك بوضع ملف تبريد (يستخدم ماء مثلج chilled water او فريون) فى مجرى الهواء ولكن بشرط عدم وصول الهواء الى درجة حرارة الندى. يتم تمثيل هذه العملية على الخريطة السيكرومترية بخط أفقى موازى لخط درجة الحرارة الجافة.

Cooling coil capacity ≡ C. C. C

$$C.C.C = \dot{Q}_s = \dot{m}_a Cp_a (T_1 - T_2) = \dot{m}_a (h_1 - h_2)$$

$Q_L = 0$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1} \qquad \dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} = w\dot{m}_a$$

moisture removal $\equiv \Delta\dot{m}_v = 0$

(c) Latent heating (humidification)

اضافة بخار ماء مُشبع درجة حرارته مساوية لدرجة حرارة الهواء الجاف و تتم باستخدام وحدات رش المياه مثل غسالات الهواء و المرطبات و بخاخات المياه (air washer, humidifier, water sprayer). تستخدم هذه العملية فى التكييف الشتوى.

$Q_s = 0$

$Q_L = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$ ← كمية الحرارة الكامنة

$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1}$

في هذه العملية لا يحدث تغير في الحرارة المحسوسة للهواء بمعنى DbT للهواء تظل ثابتة ولكن تتغير نسبة الرطوبة w وتزداد h

$\dot{m}_{v1} = w_1\dot{m}_a$ $\quad \dot{m}_{v2} = w_2\dot{m}_a$

moisture addition $\equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a(w_2 - w_1)$

$dbT_1 = dbT_2$; $h_2 > h_1$

(d) Heating and humidification

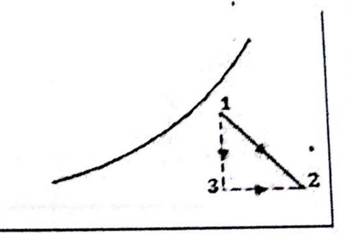
عملية ترطيب و تسخين تتم بواسطة رش بخار ماء ساخن درجة حرارته اعلى من درجة حرارة الهواء الجافة.

وتكون من متطلبات حدوث الراحة الحرارية في الشتاء اذ تكتسب نسبة الرطوبة مرتفعة (50%: 70%)

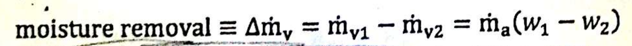
$Q_s = \dot{m}_a Cp_a(T_3 - T_1) = \dot{m}_a(h_3 - h_1)$

$Q_L = \dot{m}_a(h_2 - h_3)$

$Q_{total} = Q_s + Q_L = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$



$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1}$ $\quad \dot{m}_{v1} = w_1\dot{m}_a$ $\quad \dot{m}_{v2} = w_2\dot{m}_a$



moisture addition $\equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a(w_2 - w_1)$

كمية بخار الماء المضاف للهواء اثناء العملية

$SHF = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L}$

(e) Chemical dehumidification (Heating and dehumidification)

يمر الهواء على مواد كيميائية صلبة او سائلة شرهة الإمتصاص لبخار الماء مثل السيليكا جيل Silica Gel. عند إمتصاصها لبخار الماء نتيجة اختلاف الضغط الجزئى له تزداد حرارتها الكامنة و تطردها للهواء و بذلك يتم تسخين للهواء مع إزالة رطوبته.

$Q_s = \dot{m}_a Cp_a(T_2 - T_3) = \dot{m}_a(h_2 - h_3)$

$Q_L = \dot{m}_a(h_1 - h_3)$

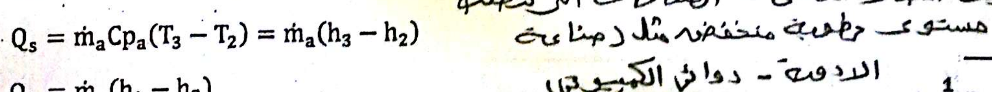
$Q_{total} = Q_s + Q_L = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$

$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1}$ $\quad \dot{m}_{v1} = w_1\dot{m}_a$ $\quad \dot{m}_{v2} = w_2\dot{m}_a$

moisture removal $\equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2} = \dot{m}_a(w_1 - w_2)$

(f) Cooling and dehumidification

تبريد و تجفيف الهواء تتم حيث يمر الهواء على ملف تبريد (يستخدم ماء مُثلج او فريون) بحيث تصل درجة حرارة الهواء الى درجة حرارة أقل من درجة حرارة الندى للهواء فيتكثف بخار الماء. و هذا يعتمد على كفاءة التجفيف و التى سيتم شرحها فى دورة التكييف الصيفى.

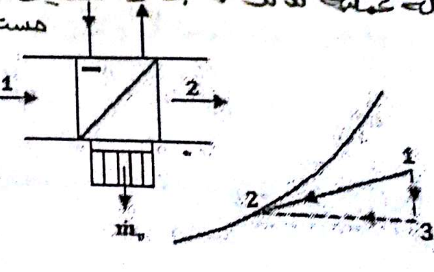


أمثلة عملية لذلك: جهاز التكييف الشباك العادى - الصناعات التي تتطلب مستوى رطوبة منخفض مثل (صناعة الادوية - دوائر الكمبيوتر)

$Q_s = \dot{m}_a Cp_a(T_3 - T_2) = \dot{m}_a(h_3 - h_2)$

$Q_L = \dot{m}_a(h_1 - h_3)$

$Q_{total} = Q_s + Q_L = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$ ← كمية الحرارة المطرودة



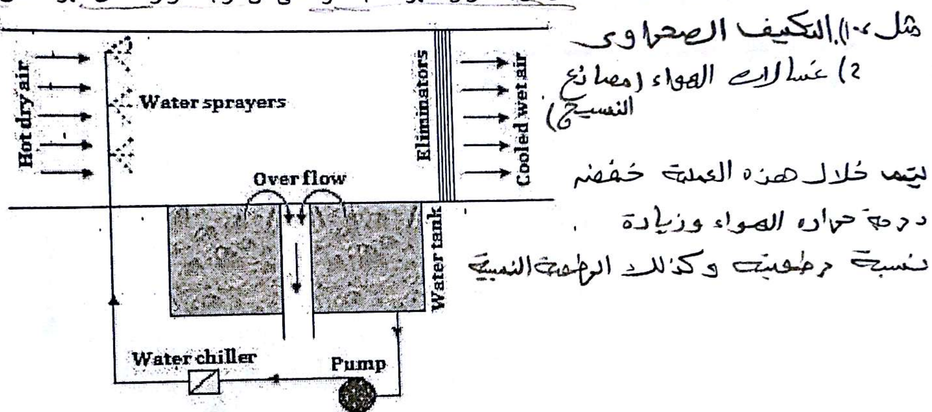
$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_1}$ $\quad \dot{m}_{v1} = w_1\dot{m}_a$ $\quad \dot{m}_{v2} = w_2\dot{m}_a$

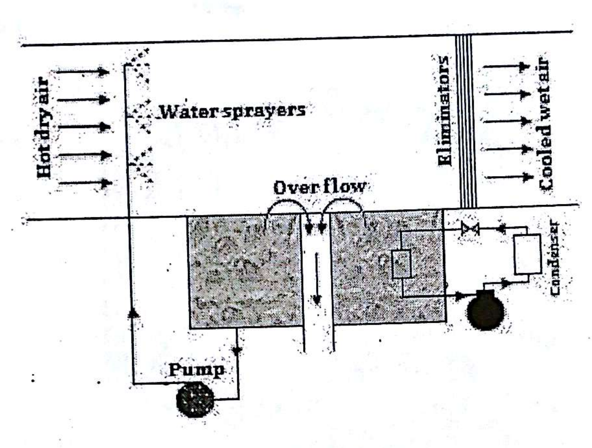
moisture removal $\equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2} = \dot{m}_a(w_1 - w_2)$

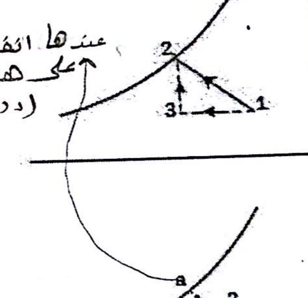
كمية البخار المكثف

(g) Cooling and humidification

تتم بواسطة رش ماء مُثلج درجة حرارته اقل من درجة حرارة الهواء الجافة و اعلى من درجة حرارة الندى للهواء حتى لا يحدث تكثيف لبخار الماء.







$$Q_s = \dot{m}_a Cp_a (T_1 - T_3) = \dot{m}_a (h_1 - h_3)$$

$$Q_L = \dot{m}_a (h_2 - h_3)$$

$$Q_{total} = Q_s + Q_L = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$$\dot{m}_{v1} = w_1 \dot{m}_a \qquad \dot{m}_{v2} = w_2 \dot{m}_a$$

$$\text{moisture addition} \equiv \Delta \dot{m}_v = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a (w_2 - w_1)$$

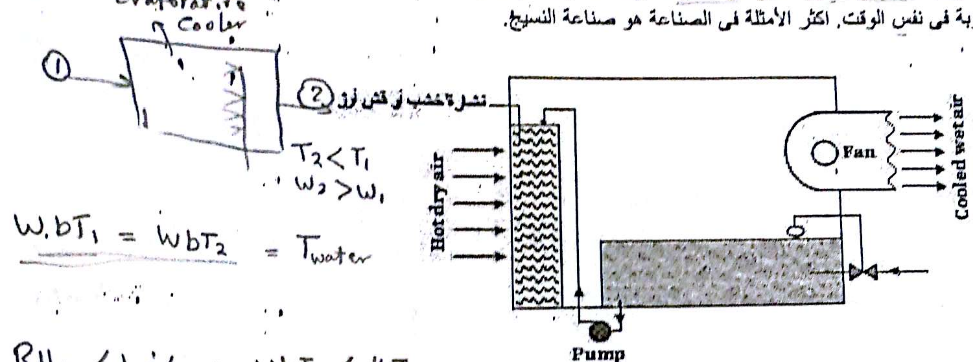
- عندما تكون كفاءة وحدة الترطيب ١٠٠% ستكون درجة الحرارة النهائية الخارجة للهواء مساوية لدرجة حرارة الندى. اما اذا كانت الكفاءة اقل من ١٠٠% فتكون درجة حرارة الهواء النهائية اقل. و تكون الكفاءة كالتالى:

$$\text{Humidifier efficiency} = \eta_h = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_a}$$

- تُعرف كفاءة وحدة الترطيب بنسبة الزيادة الحقيقية فى رطوبة الهواء الى الزيادة المثالية عندما يكون الهواء الخارج من الوحدة مُشبعا

تبريد تبخيري (المكيف الصحراوي) Evaporative Cooling:

- هى عملية تبريد و ترطيب للهواء.وهى اقدم طريقة للتبريد تعتمد فكرتها على انه عند تلامس تيار من الهواء الحار والجاف مع الماء يحدث تبادل للحرارة ينتج عنه انخفاض فى درجة حرارة الهواء و زيادة رطوبته نتيجة تبخر الماء.
- يُستخدم الترطيب التبخيرى فى التكييف الصناعى بصورة اكبر من التكييف للراحة لذا يُستخدم بكثرة فى الأماكن الصحراوية الجافة حيث يتطلب الأمر خفض درجة حرارة الهواء و زيادة الرطوبة فى نفس الوقت. اكثر الأمثلة فى الصناعة هو صناعة النسيج.



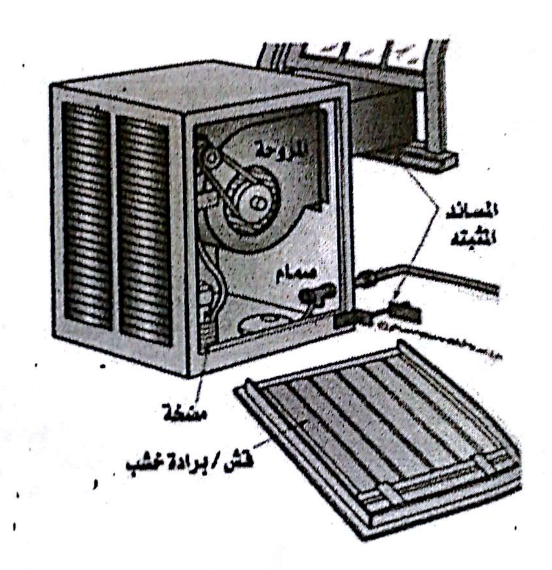
$T_2 < T_1$, $w_2 > w_1$

$WbT_1 = WbT_2 = T_{water}$

$RH_1 < 100\% \rightarrow WbT_1 < dbT_1$

$T_{water} = WbT_1 \rightarrow T_{water} < T_{air,1}$

معنى ذلك أن درجة حرارة الماء المرشوش اقل من درجة حرارة الهواء ① وبالتالى يحدث تبريد للهواء.



Adiabatic Mixing

From mass conservation equation, for air:

$\dot{m}_{a,M} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$

From mass conservation equation, for air:

$\dot{m}_{v,M} = \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2}$

$w_M \dot{m}_{a,M} = w_1 \dot{m}_{a1} + w_2 \dot{m}_{a2}$

From energy conservation equation:

$\dot{m}_{a,M} h_M = \dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_{a2} h_2$

$\therefore \dot{m}_{a,M} T_M = \dot{m}_{a1} T_1 + \dot{m}_{a2} T_2$

mass balance : الدخل = الخرج

$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$

heat balance to mixing point.

$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$

$$\therefore T_M = \frac{\dot{m}_{a1} T_1 + \dot{m}_{a2} T_2}{\dot{m}_{a,M}}$$

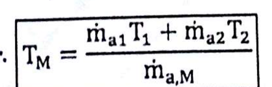
Also;

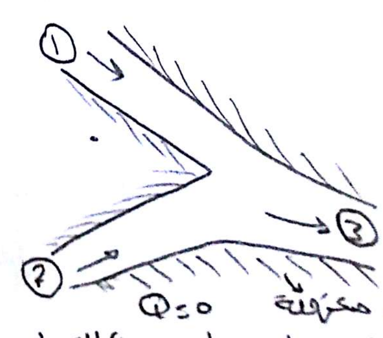
$\dot{m}_{a,M} T_M = \dot{m}_{a1} T_1 + \dot{m}_{a2} T_2$

$\therefore (\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}) T_M = \dot{m}_{a1} T_1 + \dot{m}_{a2} T_2$

$\therefore \dot{m}_{a1}(T_1 - T_M) = \dot{m}_{a2}(T_M - T_2)$

$$\therefore \frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{(T_M - T_2)}{(T_1 - T_M)} = \frac{\text{distance } (M-2)}{\text{distance } (1-M)}$$





لا يوجد تبادل حرارى بين الهواء داخل المواسير والوسط المحيط

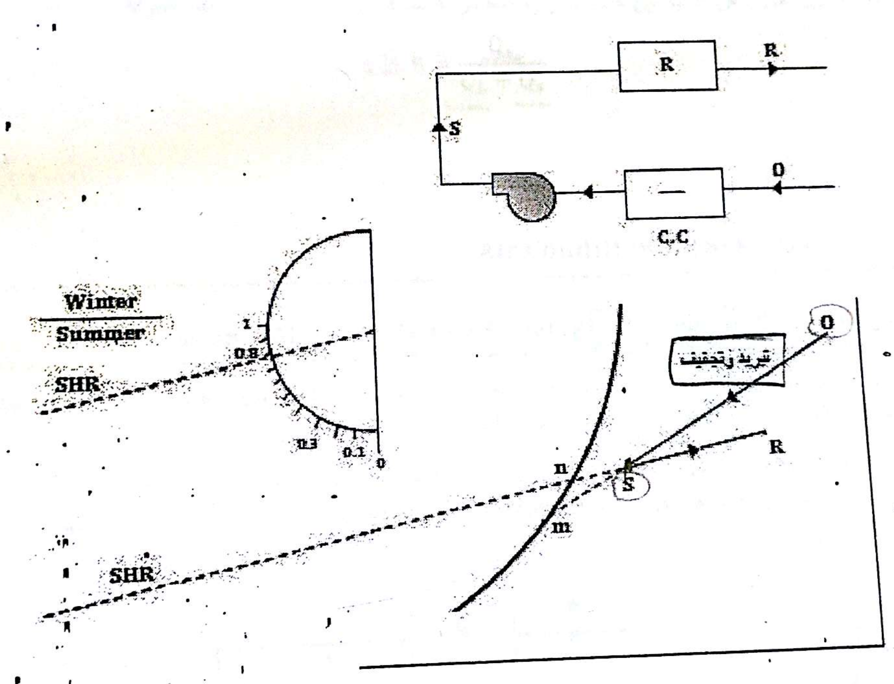
تقوم عملية التكييف الصيفى على تبريد الهواء و إزالة رطوبته ثم دفعه الى الحجرة المراد تكييفها. و يتم ذلك بمرور الهواء على ملف التبريد الى ان يصل الهواء الى درجة حرارة الندى للملف (للجهاز) [Apparatus dew point ≡ T_m] حيث يبدأ بخار الماء الموجود فى الهواء أن يتكثف و ذلك عندما تكون كفاءة الجهاز ١٠٠% و لكن فى الحقيقة هذا لا يحدث لأن جزء من الهواء المار على ملف التبريد لا يلمسه و لكن يمر بجواره فلا تصل درجة حرارته الى درجة حرارة الندى.

Staggered — **In – Line (Aligned)**

بذلك يوجد جزء من الهواء يلمس ملف التبريد يسمى Pass air [Contact Air] (C.A.)

و يوجد جزء اخر من الهواء يمر بجوار الملف يسمى By Pass Air (B.P.A.)

وذلك يعتمد على كفاءة التجفيف للملف $\eta_{dehumidification}$ و التى تعتمد على **عدد صفوف أنابيب ملف التبريد Z.**



فى الدائرة الموضحة: يدخل الهواء الى ملف التبريد عند درجة حرارة T_O. عندما تنخفض درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب عند درجة حرارة T_S بعد مروره على ملف التبريد يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى ترتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل هواء خارجى نقى لتعاد الدورة.

خط عمل الغرفة S – R يكون موازيا الى خط نسبة الحرارة المحسوسة Sensible heat ratio (S.H.R) على الخريطة السيكرومترية. و اذا امتد خط عمل (حمل) الغرفة حتى يقطع خط التشبع فى نقطة (n) تسمى T_n درجة حرارة الندى للغرفة بينما اذا امتد خط عمل (حمل) الجهاز حتى يقطع خط التشبع فى نقطة (m) تسمى T_m درجة حرارة الندى للجهاز.

$$\text{By Pass Factor} \equiv B.P.F = \boxed{\frac{T_S - T_m}{T_O - T_m} = 0.67^Z} \qquad \& \qquad B.P.F \cong 0.1 \rightarrow 0.3$$

$$\text{Contact Factor} \equiv C.F = \eta_{dehumidification} = \eta_{c.c} = \boxed{1 - B.P.F = \frac{T_O - T_S}{T_O - T_m} = 1 - 0.67^Z}$$

Where

T_S is the actual temperature of the air that leavs the cooling coil.

ملحوظات

- يتم التصميم غالبا على ان تكون درجة حرارة وسيط التبريد داخل ملف التبريد تنقص بمقدار ٣ درجات عن درجة حرارة الندى للجهاز.

$$T_{ref} = T_m - 3$$

- يتم التصميم غالبا على ان يكون فرق درجات الحرارة بين درجة الحرارة التى تدخل الغرفة و درجة الحرارة المصممه للغرفة. حوالى (١٢) درجه

$$T_R - T_S \cong 12$$

- يُفضل ان يكون فرق درجات الحرارة بين درجة حرارة الغرفة و درجة الحرارة الخارجيه حوالى $8 \rightarrow 11°C$ لتجنب حدوث مشكلات صحيه لشاغلى المكان عند الخروج من المكان المكيف الى الخارج.

- سرعة الهواء الذى يمر على ملف التبريد [u] و معدل تدفقه [$\dot{m}$]

$$\dot{m} = \frac{A_{c.c}u}{v}$$

Where

$\dot{m}$ = air mass flow rate

$A_{c.c}$ = face area of the cooling coil

u = air velocity

v = air specific volume [calculated at entrance to the cooling coil]

- نسبة الحرارة المحسوسة S.H.R عبارة عن النسبة بين حمل الحرارة المحسوسة للغرفة الى حمل الحرارة الكلية للغرفة.

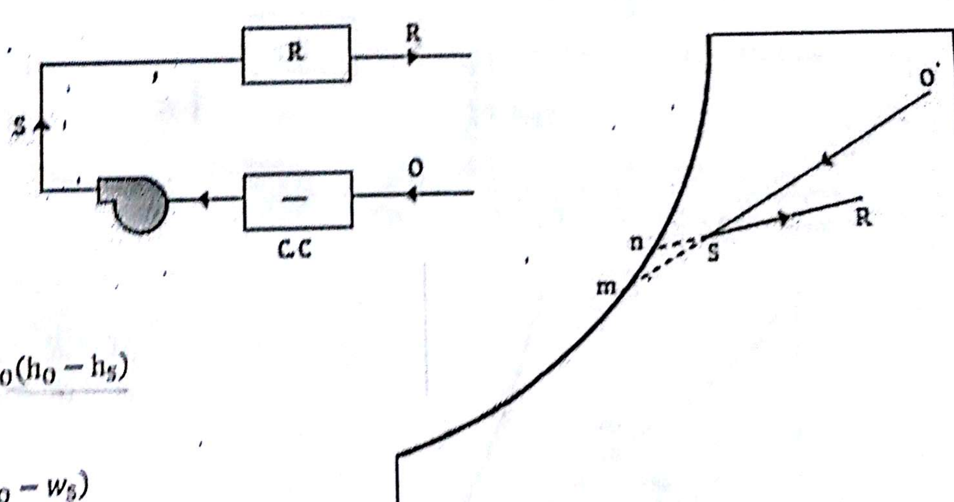
$$S.H.R = \frac{Q_s}{Q_L + Q_s}$$

Air Conditioning Systems — أنظمة التكييف الصيفى

١. النظام البسيط (هواء نقى كامل) — Simple Air Conditioning System (Full Fresh Air)

- يُستخدم هذا النظام غالبا فى المستشفيات ، مصانع الأدوية ، مصانع تجميع الأجهزة الدقيقة و ذلك للحصول على درجة نقاء عالية جدا لأن كل الهواء فى الغرفة الملوث بثانى اكسيد الكربون و الغبار و درجة الحرارة العالية يتم إستبداله كله بهواء خارجى نقى.

- يدخل الهواء الى ملف التبريد عند درجة حرارة T_O. عندما تنخفض درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب عند درجة حرارة T_S بعد مروره على ملف التبريد يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى ترتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل هواء خارجى نقى لتُعاد الدورة.



$$\dot{m}_O = \dot{m}_S = \dot{m}_R$$

$$\text{Cooling Coil Capacity} = C.C.C = \dot{m}_O(h_O - h_S)$$

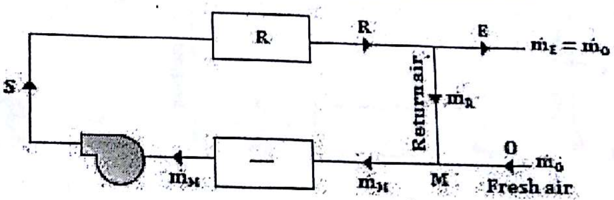
$$\text{Room Load} = R.L = \dot{m}_O(h_R - h_S)$$

$$\text{Moisture Removal} \equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_O(w_O - w_S)$$

Summer A.C.S with Return Air (Mixing before C.C

٢. نظام تكييف صيفى فى وجود هواء راجع من الغرفة (الخلط قبل ملف التبريد)

- فى هذا النظام يتم طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى والذى يتم خلطه مع الهواء المتبقى الراجع من الغرفة. يدخل الخليط الى ملف التبريد عند درجة حرارة T_M. عندما تنخفض درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب عند درجة حرارة T_S بعد مروره على ملف التبريد يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى يرتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من برودته و تقليل الطاقة الكهربية ويستخدم هذا النظام أكثر عندما يكون درجة حرارة الهواء المدفوع الى الغرفة اقل من 9°C.



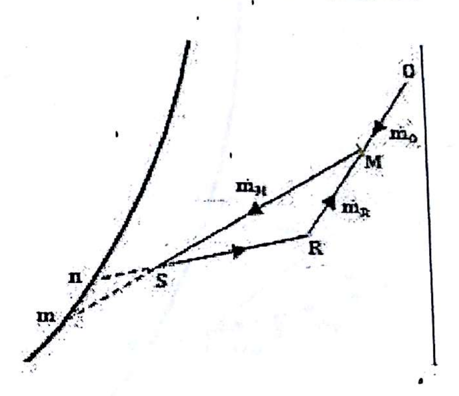
$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M} \qquad \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_R} = \frac{T_M - T_R}{T_O - T_M}$$

$$C.C.C = \dot{m}_M (h_M - h_S)$$

$$R.L = \dot{m}_M (h_R - h_S)$$

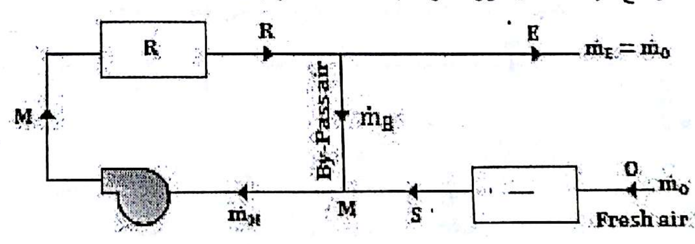
$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_M (w_M - w_S)$$



Summer A.C.S with By-Pass Air (Mixing after C.C)

٣. نظام تكييف صيفى فى وجود هواء جانبى من الغرفة (الخلط بعد ملف التبريد)

- نظام أخر من انظمة التكييف الصيفى التى تعتمد على طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقي عند T_O. يمر الهواء الخارجي على ملف التبريد و عندما تنخفض درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_S.
- يتم خلط الهواء الخارج من ملف التبريد مع الهواء الراجع من الغرفة لينتج خليط عند T_M و الذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى يرتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقي لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من برودته و تقليل الطاقة الكهربية.



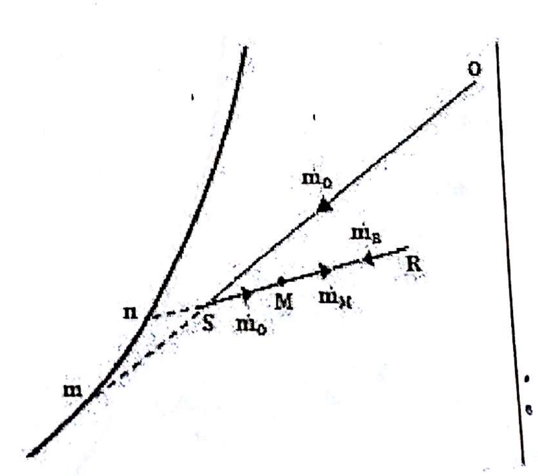
$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_B$$

$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_S + \dot{m}_B T_R}{\dot{m}_M} \qquad \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_B} = \frac{T_R - T_M}{T_M - T_S}$$

$$C.C.C = \dot{m}_O (h_O - h_S)$$

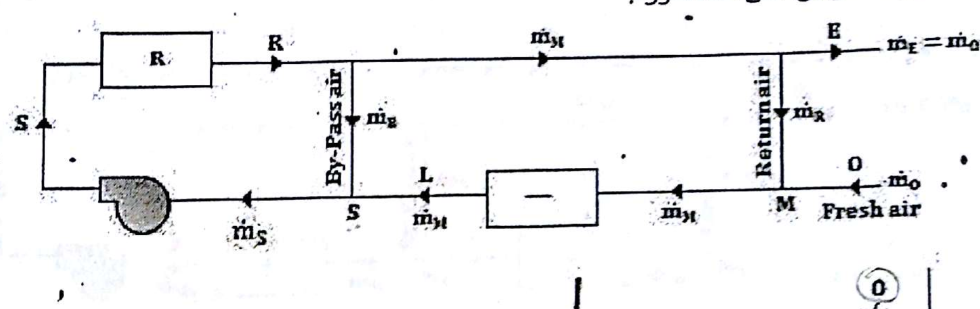
$$R.L = \dot{m}_M (h_R - h_M)$$

$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_o (w_O - w_S)$$



٤. وجود هواء راجع و هواء جانبى من الغرفة Summer A.C.S with Return & By-Pass Air

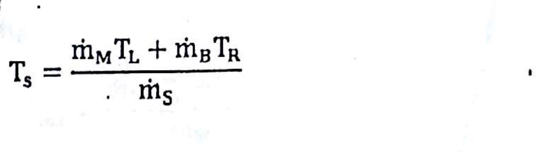
- يوجد كتلتين من الهواء الراجع من الغرفة احدهما يتم خلطه مع الهواء الخارجى الذى يحل مجل الهواء الذى يُطرد من الغرفة و ينتج عن هذا الخلط (خليط عند M). يمر هذا الخليط على ملف التبريد حتى تنخفض درجة حرارة الخليط الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_L.
- تتم عملية خلط اخرى للهواء الخارج من ملف التبريد مع الكتلة الاخرى الراجعة من الغرفة ليكون خليط اخر عند T_S و الذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى يرتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_M + \dot{m}_B = \dot{m}_O + \dot{m}_R + \dot{m}_B$$

$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M}$$



$$T_s = \frac{\dot{m}_M T_L + \dot{m}_B T_R}{\dot{m}_S}$$

$$C.C.C = \dot{m}_M (h_M - h_L)$$

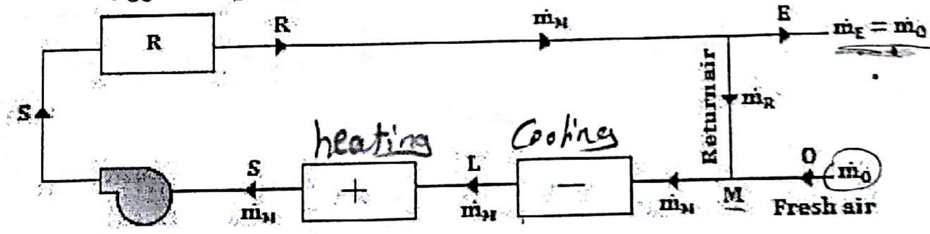
$$R.L = \dot{m}_S (h_R - h_S)$$

$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_M (w_M - w_L)$$



٥. وجود هواء راجع من الغرفة و ملف تسخين Summer A.C.S with Return Air & H. Coil

- هذا النظام يقوم بخفض اكبر قدر من نسبة الرطوبة فى الهواء اثناء مروره على ملف التبريد (يُستخدم للتحكم فى نسبة الرطوبة) وهذا يؤدى الى خفض درجة حرارة الهواء اكثر من المُصمم ... لذا يتم استخدام ملف تسخين يسمى (After heater) ليضيف حرارة محسوسة الى الهواء (لضبط درجة حرارته).
- فى هذا النظام يتم طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى والذى يتم خلطه مع الهواء المتبقى الراجع من الغرفة. يدخل الخليط الى ملف التبريد عند درجة حرارة T_M. تنخفض درجة حرارة الهواء الى T_L بعد مروره على ملف التبريد ثم تمر على ملف تسخين لرفع درجة الحرارة الى الحد المطلوب ثم يتم دفعه بواسطة مروحة عند درجة حرارة T_S الى الغرفة فترتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

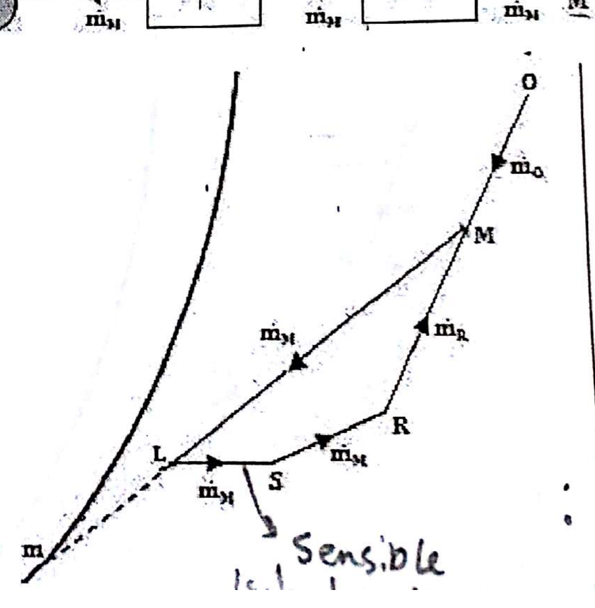
$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M}$$

$$C.C.C = \dot{m}_M (h_M - h_L)$$

$$H.C.C = \dot{m}_M (h_S - h_L)$$

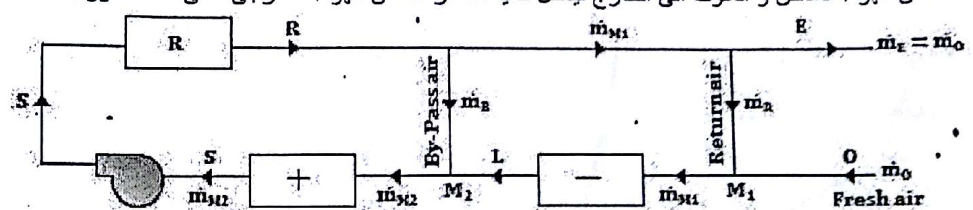
$$R.L = \dot{m}_M (h_R - h_S)$$

$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_M (w_M - w_L)$$



٦. نظام التكييف الصيفى الشامل (الكبير) Big Summer A.C.S System

- هذا النظام يشمل تقريبا كل الإضافات السابقة حيث يوجد عملية خلط مرتين و كذلك يوجد ملف تسخين.
- فى هذا النظام يتم طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى والذى يتم خلطه امع احد كتلتى الهواء الراجع من الغرفة. يدخل الخليط الى ملف التبريد عند درجة حرارة T_{M1}. تنخفض درجة حرارة الهواء الى T_L بعد مروره على ملف التبريد.
- تتم عملية خلط اخرى بين الهواء الخارج من ملف التبريد و جزء اخر راجع من الغرفة لينتج خليط عند T_{M2}. ثم يمر على ملف تسخين درجة الحرارة الى الحد المطلوب ثم يتم دفعه بواسطة مروحة عند درجة حرارة T_s الى الغرفة فترتفع درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الساخن و الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.



$$\dot{m}_{M1} = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

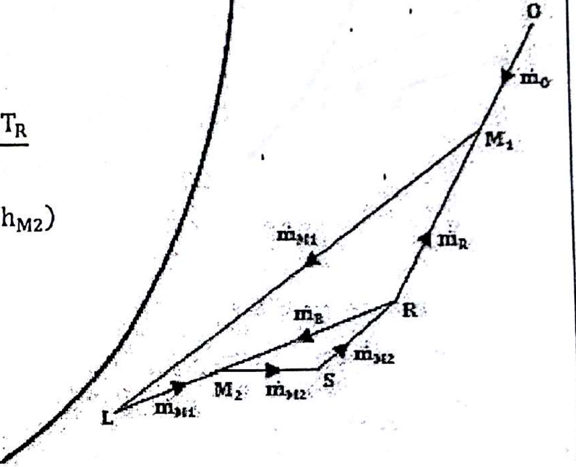
$$\dot{m}_{M2} = \dot{m}_{M1} + \dot{m}_B = \dot{m}_O + \dot{m}_R + \dot{m}_B$$

$$T_{M1} = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_{M1}} \qquad T_{M2} = \frac{\dot{m}_{M1} T_L + \dot{m}_B T_R}{\dot{m}_{M2}}$$

$$C.C.C = \dot{m}_{M1}(h_{M1} - h_L) \qquad H.C.C = \dot{m}_{M2}(h_S - h_{M2})$$

$$R.L = \dot{m}_M(h_R - h_S)$$

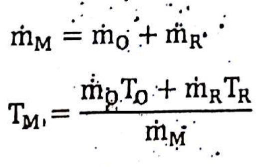
$$\Delta\dot{m}_v = \dot{m}_M(w_{M1} - w_L)$$



٧. أنظمة تكييف أخرى Another Summer A.C.Ss

- هو اى نظام من الأنظمة السابقة و لكن يؤخذ فى الإعتبار الحرارة المضافة بواسطة المروحة. المروحة قد ترفع درجة حرارة الهواء بمقدار 2°C → 1. المروحة قد تكون قبل ملف التبريد او بعده وتأثيرها ، وامثلة لذلك:

a) Heating Effect of Fan Installed Before C.C



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

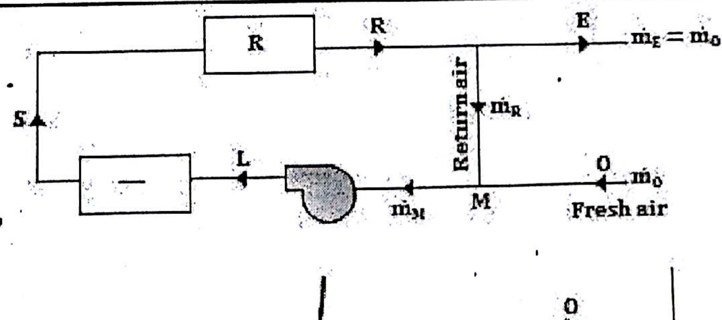
$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M}$$

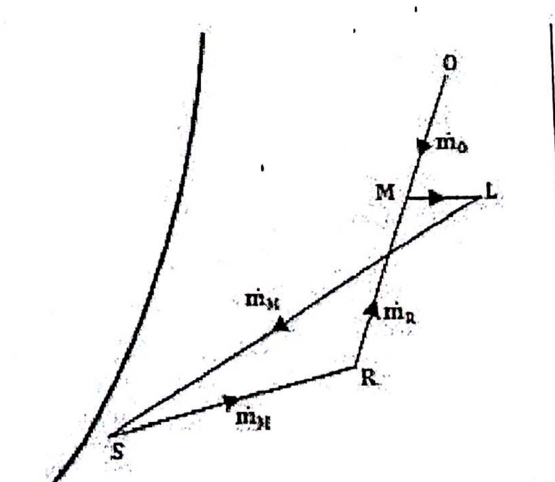
$$C.C.C = \dot{m}_M(h_L - h_S)$$

$$R.L = \dot{m}_M(h_R - h_S)$$

$$Q_{fan} = \dot{m}_M(h_L - h_M)$$

$$\Delta\dot{m}_v = \dot{m}_M(w_L - w_S)$$

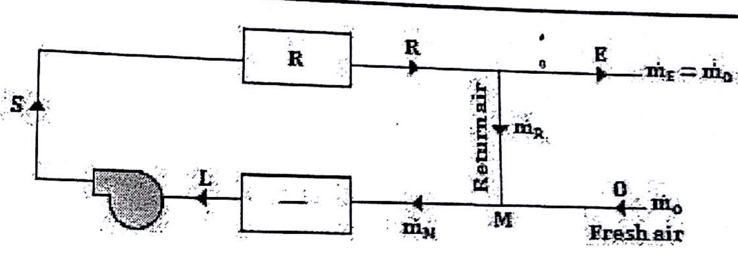


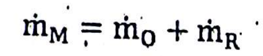






b) Heating Effect of Fan Installed After C.C





$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

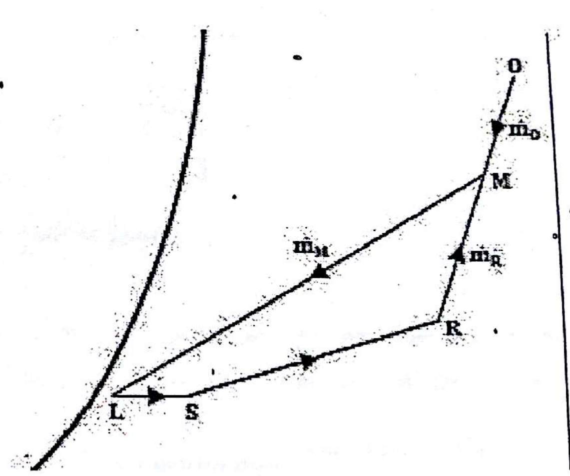
$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M}$$

$$C.C.C = \dot{m}_M (h_M - h_L)$$

$$R.L = \dot{m}_M (h_R - h_S)$$

$$Q_{fan} = \dot{m}_M (h_S - h_L)$$

$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_M (w_M - w_L)$$



Winter Air Conditioning التكييف الشتوى

- تقوم عملية التكييف الشتوى على تسخين الهواء و زيادة رطوبته ثم دفعه الى الحجرة المراد تكييفها. و يتم ذلك بمرور الهواء على ملفات تسخين مع وجود او عدم وجود غسالات هواء او رشاشات مياه.
- خط عمل الغرفة يكون موازيا الى خط نسبة الحرارة المحسوسة Sensible heat ratio (S.H.R) على الخريطة السيكرومترية.
- خط عمل المرطب يكون بثبوت الإنثالبى.
- نسبة الحرارة المحسوسة S.H.R عبارة عن النسبة بين حمل الحرارة المحسوسة للغرفة الى حمل الحرارة الكلية للغرفة.

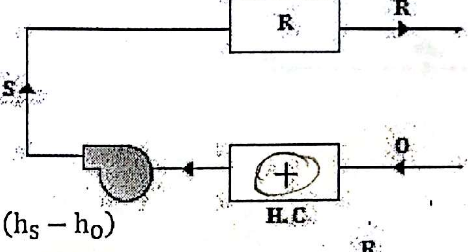
$$S.H.R = \frac{Q_s}{Q_L + Q_s}$$

- دائما درجة حرارة الهواء الداخل للغرفة فى حالة التكييف الشتوى اكبر من درجة حرارة التصميم للغرفة.

Winter Air Conditioning Systems أنظمة التكييف الشتوى

١. النظام البسيط (هواء نقى كامل) Simple Air Conditioning System (Full Fresh Air)

- يُستخدم هذا النظام غالبا فى المستشفيات ، مصانع الأدوية ، مصانع تجميع الأجهزة الدقيقة و ذلك للحصول على درجة نقاء عالية جدا لأن كل الهواء فى الغرفة الملوث بثانى اكسيد الكربون و الغبار يتم إستبداله كله بهواء خارجى نقى وذلك فى حال نسبة رطوبه مناسبة فى الهواء الخارجى.
- يدخل الهواء الى ملف التسخين عند درجة حرارة T_O. عندما تزداد درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب عند درجة حرارة T_S بعد مروره على ملف التسخين يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد الهواء الملوث الى الخارج ليدخل هواء خارجى نقى لتُعاد الدورة.

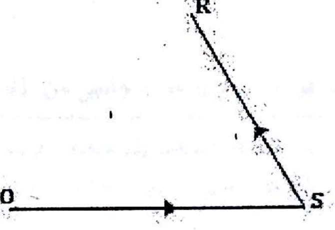


$$\dot{m}_O = \dot{m}_S = \dot{m}_R$$

$$\text{Heating Coil Capacity} = H.C.C = \dot{m}_O Cp(T_S - T_O) = \dot{m}_O(h_S - h_O)$$

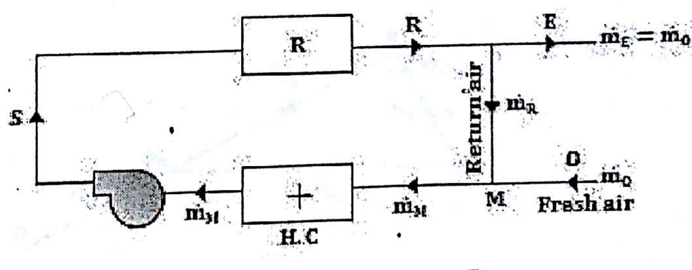
$$\text{Room Load} = R.L = \dot{m}_O(h_S - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = 0$$

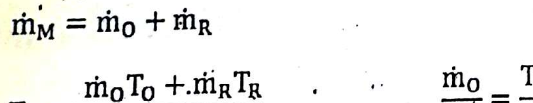


٢. نظام تكييف شتوى فى وجود هواء راجع من الغرفة (الخلط قبل ملف التسخين) Winter A.C.S with Return Air (Mixing before H.C)

- فى هذا النظام يتم طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى والذى يتم خلطه مع الهواء المتبقى الراجع من الغرفة. يدخل الخليط الى ملف التسخين عند درجة حرارة T_M. عندما ترتفع درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب عند درجة حرارة T_S بعد مروره على ملف التسخين يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من سخونته و تقليل الطاقة الكهربية.



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

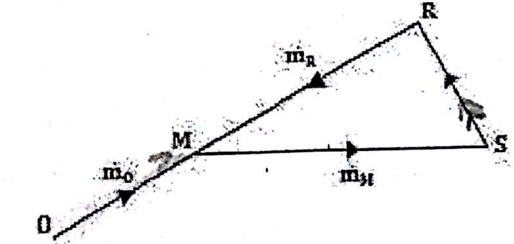


$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M} \qquad \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_R} = \frac{T_R - T_M}{T_M - T_O}$$

$$H.C.C = \dot{m}_M Cp(T_S - T_M) = \dot{m}_M(h_S - h_M)$$

$$R.L = \dot{m}_M(h_R - h_S)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = 0$$

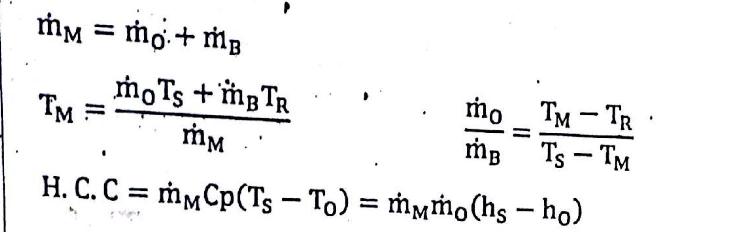


Winter A.C.S with By-Pass Air (Mixing after H.C) (الخلط بعد ملف التسخين)

Prepared by Dr. Mohamed Reda Salem

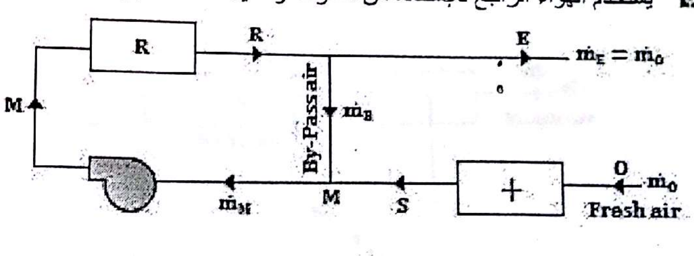
٣. نظام تكييف شتوى فى وجود هواء جانبى من الغرفة (الخلط بعد ملف التسخين) و يُستبدل بهواء خارجى نقى عند T_O. يمر الهواء الخارجى على ملف التسخين و

- نظام أخر من انظمة التكييف الشتوى التى تعتمد على طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى عند T_O. يمر الهواء الخارجى على ملف التسخين و عندما ترتفع درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_S.
- يتم خلط الهواء الخارج من ملف التسخين مع الهواء الراجع من الغرفة لينتج خليط عند T_M و الذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من سخونته و تقليل الطاقة الكهربية.



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_B$$

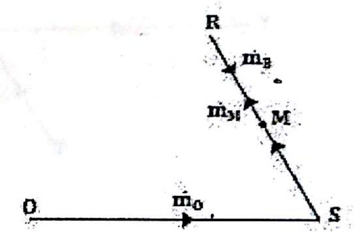
$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_S + \dot{m}_B T_R}{\dot{m}_M} \qquad \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_B} = \frac{T_M - T_R}{T_S - T_M}$$



$$H.C.C = \dot{m}_M Cp(T_S - T_O) = \dot{m}_M \dot{m}_O(h_S - h_O)$$

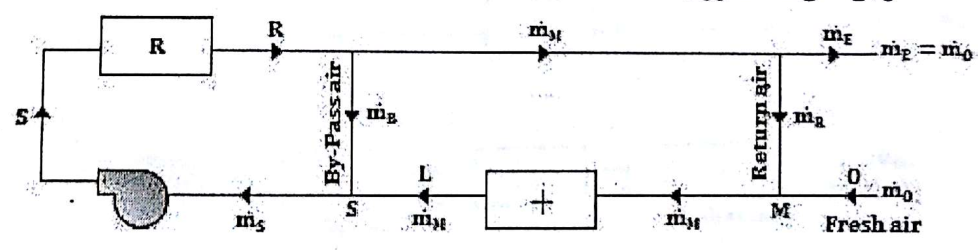
$$R.L = \dot{m}_M(h_M - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = 0$$



٤. نظام تكييف شتوى فى وجود هواء راجع و هواء جانبى من الغرفة Winter A.C.S with Return & By-Pass Air

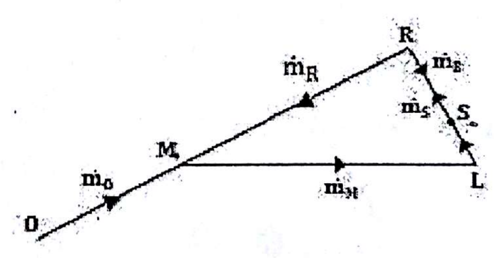
- يوجد كتلتين من الهواء الراجع من الغرفة احدهما يتم خلطه مع الهواء الخارجى الذى يحل محل الهواء الذى يُطرد من الغرفة و ينتج عن هذا الخلط (خليط عند M). يمر هذا الخليط على ملف التسخين حتى ترتفع درجة حرارة الخليط الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_L.
- تتم عملية خلط اخرى للهواء الخارج من ملف التسخين مع الكتلة الاخرى الراجعة من الغرفة ليكون خليط اخر عند T_S و الذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.



$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_M + \dot{m}_B = \dot{m}_O + \dot{m}_R + \dot{m}_B$$

$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_O + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M} \qquad T_S = \frac{\dot{m}_M T_L + \dot{m}_B T_R}{\dot{m}_S}$$



$$H.C.C = \dot{m}_M Cp(T_L - T_M) = \dot{m}_M(h_L - h_M)$$

$$R.L = \dot{m}_S(h_S - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = 0$$

٥. نظام تكييف شتوى فى وجود رشاش مياه وملف تسخين

Winter A.C.S with Water Sprayer & Heater

- يُستخدم هذا النظام غالبا فى المستشفيات ، مصانع الأدوية ، مصانع تجميع الأجهزة الدقيقة و ذلك للحصول على درجة نقاء عالية جدا لأن كل الهواء فى الغرفة الملوث بثانى اكسيد الكربون و الغبار يتم إستبداله كله بهواء خارجى نقى.
- هذا النظام يقوم بزيادة الرطوبه النسبية للهواء الى الحد المطلوب بمروره على رشاش مياه ليصل من درجة حرارة T_O الى درجة حرارة T_L (يتم تمثيله على الخريطه السيكروميتريه بثبات الإنثالبى) ثم ترتفع درجة حرارة الهواء بمروره على ملف تسخين (Heater) حتى درجة حرارة T_S ليتم دفعه بواسطة مروحه الى الغرفة فتنخفض درجة حرارته داخل الغرفة حتى يصل الى حد درجة حرارة التصميم T_R .

$$\dot{m}_O = \dot{m}_L = \dot{m}_S = \dot{m}_R$$

$$H.C.C = \dot{m}_O Cp(T_S - T_L) = \dot{m}_O(h_S - h_L)$$

$$R.L = \dot{m}_O(h_S - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_O(w_L - w_O)$$

R
E
$\dot{m}_E = \dot{m}_O$
S
Reheater
L
O
$\dot{m}_O$
Fresh air

٦. نظام تكييف شتوى فى وجود ملف تسخين متقدم و رشاش مياه وملف تسخين متأخر

Winter A.C.S with Preheater & Water Sprayer & Reheater

- يُستخدم هذا النظام غالبا فى المستشفيات ، مصانع الأدوية ، مصانع تجميع الأجهزة الدقيقة و ذلك للحصول على درجة نقاء عالية جدا لأن كل الهواء فى الغرفة الملوث بثانى اكسيد الكربون و الغبار و درجة الحرارة العالية يتم إستبداله كله بهواء خارجى نقى.
- هذا النظام يقوم برفع درجة حرارة الهواء بمروره على ملف تسخين (Preheater) من درجة الحرارة الخارجيه الى T_L ثم يمر على رشاش مياه ليزيد رطوبته النسبيه (يتم تمثيله على الخريطه السيكروميتريه بثبات الإنثالبى) ثم يمر على ملف تسخين اخر (Reheater) لاعادة تسخينه حتى درجة حرارة T_S ليتم دفعه بواسطة مروحه الى الغرفة فتنخفض درجة حرارته داخل الغرفة حتى يصل الى حد درجة حرارة التصميم T_R .

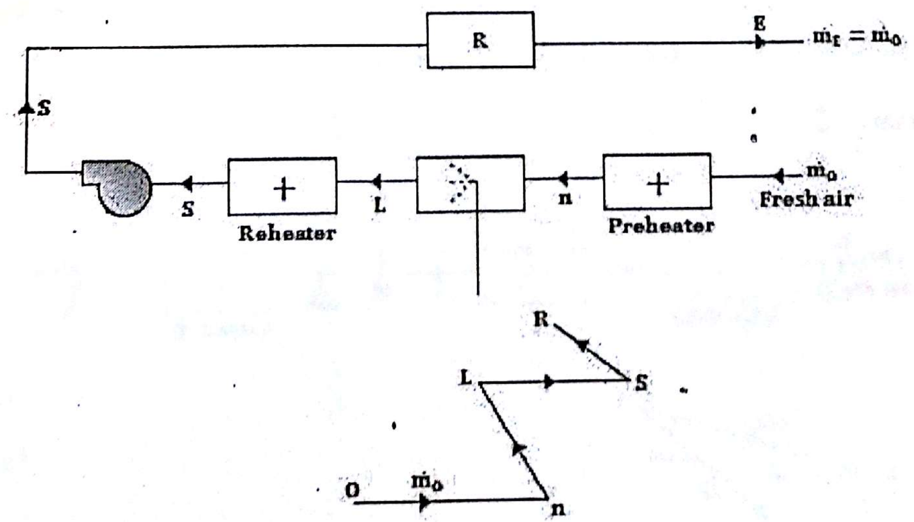
$$\dot{m}_O = \dot{m}_n = \dot{m}_L = \dot{m}_S = \dot{m}_R$$

$$PH.C.C = \dot{m}_O Cp(T_n - T_O) = \dot{m}_O(h_n - h_O)$$

$$RH.C.C = \dot{m}_O Cp(T_S - T_L) = \dot{m}_O(h_S - h_L)$$

$$R.L = \dot{m}_O(h_S - h_R)$$

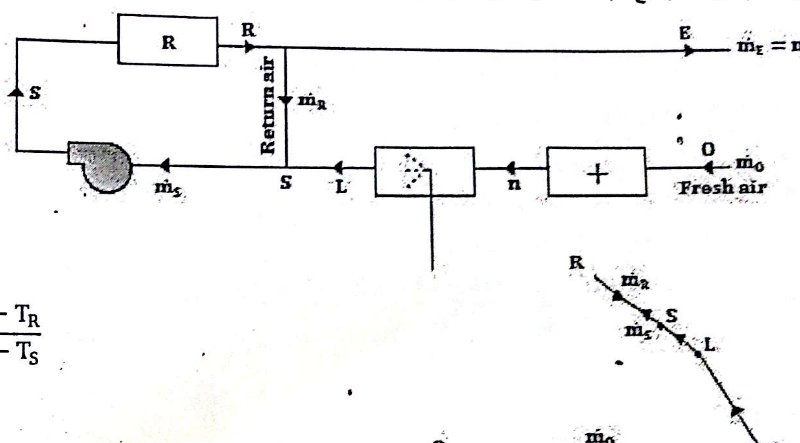
$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_O(w_L - w_n)$$



٧. نظام تكييف شتوى فى وجود ملف تسخين و رشاش مياه هواء راجع من الغرفة

Winter A.C.S with Heater & Water Sprayer & Return Air

- نظام أخر من انظمة التكييف الشتوى التى تعتمد على طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى عند T_O. يمر الهواء الخارجى على ملف التسخين و عندما ترتفع درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_n ثم يمر على رشاش مياه ليزيد رطوبته ويصل الى درجة حرارة T_L **(يتم تمثيله على الخريطه السيكروميتريه بثبات الإنثالبى)** ثم يتم خلط هذا الهواء مع الهواء الراجع من الغرفة لينتج خليط عند T_S و الذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من سخونته و تقليل الطاقة الكهربية



$$\dot{m}_S = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

$$H.C.C = \dot{m}_O Cp(T_n - T_O) = \dot{m}_O(h_n - h_O)$$

$$T_S = \frac{\dot{m}_O T_L + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_S} \qquad \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_R} = \frac{T_S - T_R}{T_L - T_S}$$

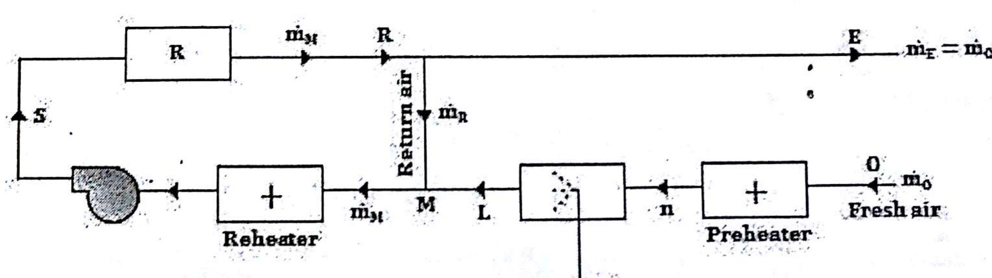
$$R.L = \dot{m}_S(h_S - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_O(w_L - w_n)$$

٨. نظام تكييف شتوى فى وجود ملف تسخين و رشاش مياه هواء راجع من الغرفة

Winter A.C.S with Heater & Water Sprayer & Return Air

- نظام أخر من انظمة التكييف الشتوى التى تعتمد على طرد جزء من هواء الغرفة و يُستبدل بهواء خارجى نقى عند T_O. يمر الهواء الخارجى على ملف تسخين متقدم و عندما ترتفع درجة حرارة الهواء الى الحد المطلوب يخرج من الملف عند T_n ثم يمر على رشاش مياه ليزيد رطوبته،ويصل الى درجة حرارة T_L **(يتم تمثيله على الخريطه السيكروميتريه بثبات الإنثالبى)** ثم يتم خلط هذا الهواء مع الهواء الراجع من الغرفة لينتج خليط عند T_M و الذى يتم اعادة تسخين الخليط كله بمروره على سخان متأخر ليصل الى T_S والذى يتم دفعه بواسطة مروحة الى الغرفة حتى تنخفض درجة حرارته داخل الغرفة الى حد درجة حرارة التصميم T_R. ثم يتم طرد جزء من الهواء الملوث الى الخارج ليدخل كمية مناظرة له من الهواء الخارجى النقى لتُعاد الدورة.
- يُستخدم الهواء الراجع للإستفادة من سخونته و تقليل الطاقة الكهربية

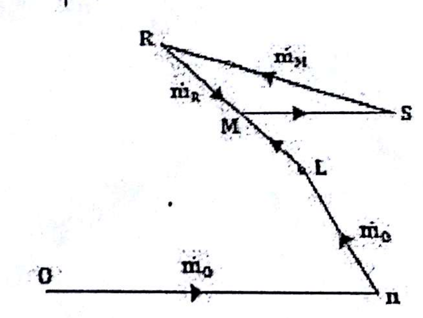


$$\dot{m}_M = \dot{m}_O + \dot{m}_R$$

$$PH.C.C = \dot{m}_O Cp(T_n - T_O) = \dot{m}_O(h_n - h_O)$$

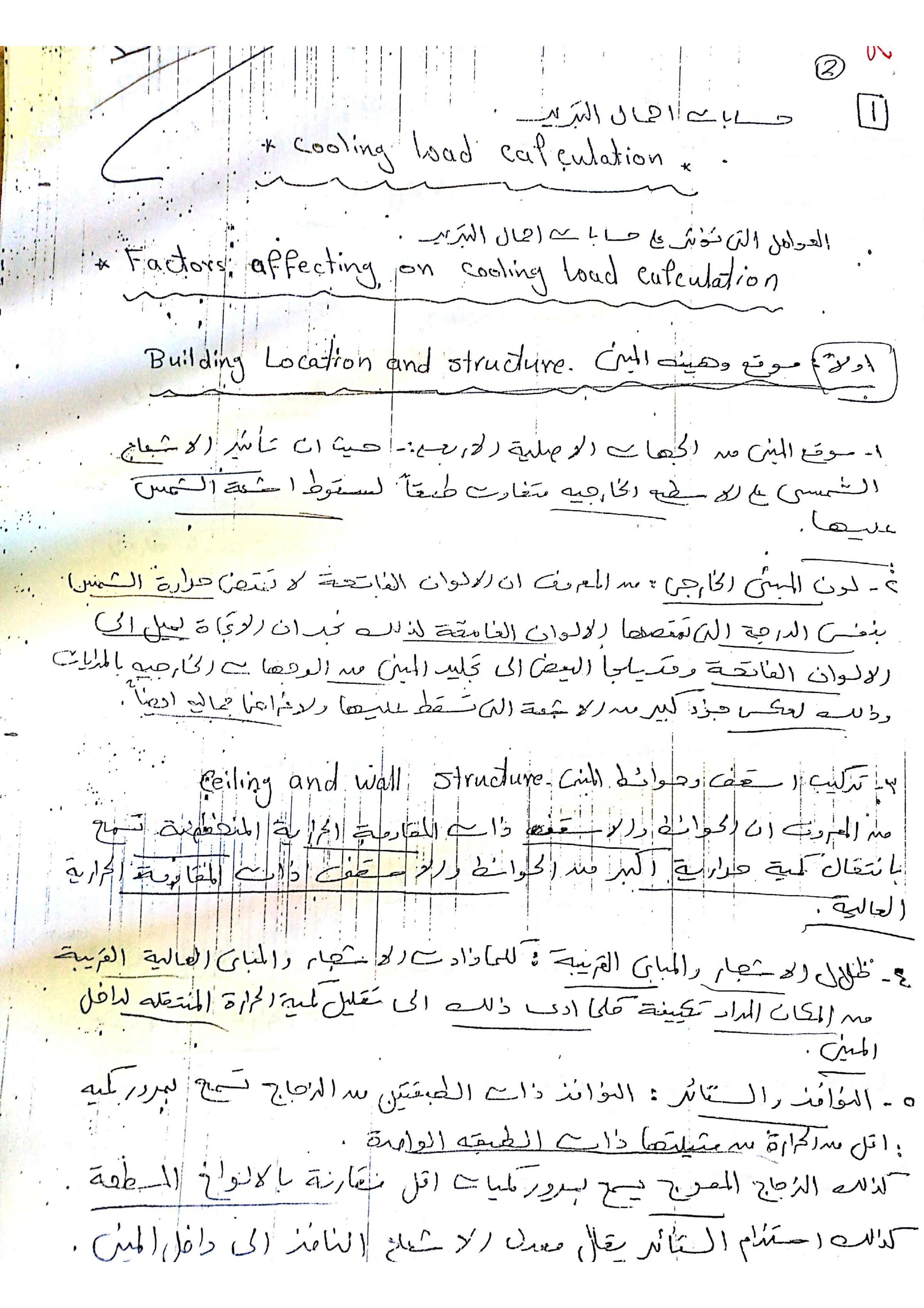
$$RH.C.C = \dot{m}_M Cp(T_S - T_M) = \dot{m}_M(h_S - h_M)$$

$$T_M = \frac{\dot{m}_O T_L + \dot{m}_R T_R}{\dot{m}_M}$$



$$R.L = \dot{m}_M(h_S - h_R)$$

$$\text{Moisture Added} \equiv \Delta\dot{m}_v = \dot{m}_O(w_L - w_n)$$



1

حسابات احمال التبريد

* Cooling load calculation *

العوامل التي تؤثر على حسابات احمال التبريد

* Factors affecting on cooling load calculation

اولاً: موقع وهيئة المبنى Building Location and structure.

١- موقع المبنى من الجهات الاصلية الاربعة: حيث ان تأثير الاشعاع الشمسي على الاسطح الخارجيه متفاوت طبقاً لسقوط اشعة الشمس عليها.

٢- لون المبنى الخارجي: من المعروف ان الالوان الفاتحة لا تمتص حرارة الشمس بنفس الدرجة التي تمتصها الالوان الغامقة لذلك نجد ان الاتجاه يميل الى الالوان الفاتحة وحالياً البعض الى تجليد المبنى من الواجهات الخارجيه بالمرايات وذلك لعكس جزء كبير من الاشعة التي تسقط عليها ولاغراض جمالية ايضاً.

٣- تركيب اسقف وحوائط المبنى Ceiling and wall structure
من المعروف ان الحوائط والاسقف ذات المقاومة الحرارية المنخفضة تسمح بانتقال كمية حرارية اكبر من الحوائط والاسقف ذات المقاومة الحرارية العالية.

٤- ظلال الاشجار والمباني القريبة: كلما زادت الاشجار والمباني العالية القريبة من المكان المراد تكييفه كلما ادى ذلك الى تقليل كمية الحرارة المنتقلة لداخل المبنى.

٥- النوافذ والستائر: النوافذ ذات الطبقتين من الزجاج تسمح بمرور كمية اقل من الحرارة من مثيلتها ذات الطبقة الواحدة.
كذلك الزجاج المصنفر يسمح بمرور كميات اقل مقارنة بالالواح المسطحة.
كذلك استخدام الستائر يقلل معدل الاشعاع النافذ الى داخل المبنى.

ثانياً: نوعية استخدام المكان Space application

تؤثر نوعية استخدام المكان على الاختيار الامثل لانظمة التكييف:

[أ] لاماكن الاقامة:

١- غرفه النوم يجب تكييف هوائها باستمرار.
٢- غرفة الجلوس يجب كذلك تكييف هوائها باستمرار
٣- غرفة الطعام لا تستخدم طول الوقت لذلك يراعى ذلك في حساب حمل التكييف.

[ب] المنشآت العامة:

[١] المعامل: مثل معمل الكيمياء ووحدات الانفل. يستخدم هواء خارجي فقط نظراً لانبعاث غازات ضارة.

[٢] غرف العمليات في المستشفيات: يستخدم هواء خارجي فقط للتخلص باستمرار من الميكروبات والجراثيم

[٣] منشآت محطات توليد الطاقة الذرية تستخدم كذلك هواء خارجي فقط.

ثالثاً: الظروف الجوية التي تحدد التصميم:

بعند حساب الحمل الحراري للمكان لا تؤخذ درجة الحرارة القصوى للهواء على الاطلاق ولكن تؤخذ متوسط درجة الحرارة القصوى لعدد ايام الذي تسجلها هيئة الارصاد وذلك لناحية اقتصادية.

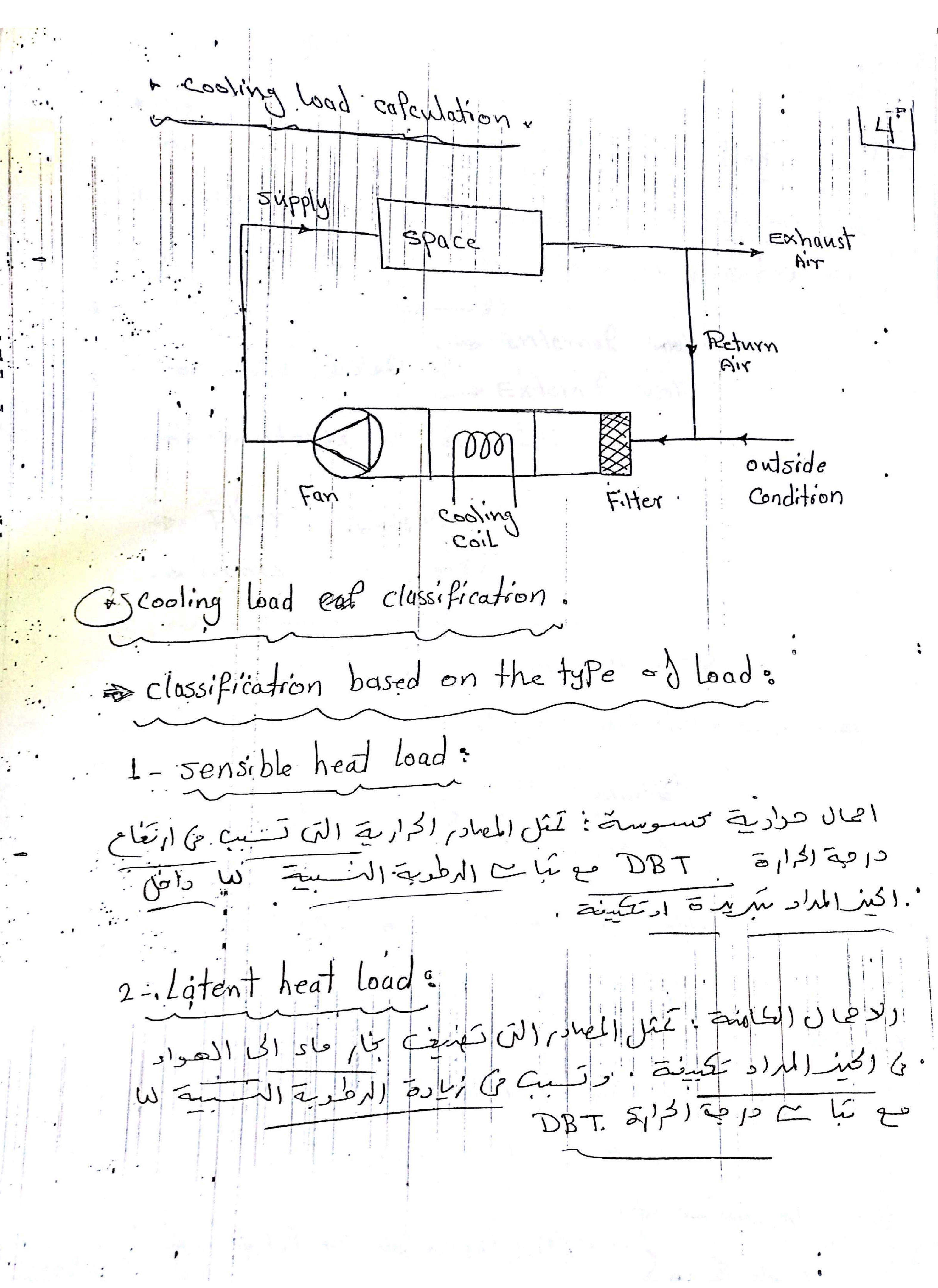
3

رابعاً: الظروف الداخلية للمكان Indoor conditions

درجة الحرارة والنسبة الرطوبية للهواء داخل المبنى المكيف التى يشعر عندها الإنسان العادى بالراحة. محدده طبقاً لمنطقة الحرارة وهى Comfort zone

$t_{db} = 22 : 27 \,^{\circ}C$,

$R.H = (30 : 70 \%)$.



* Cooling load calculation.

✱ Cooling load classification.

⇒ classification based on the type of load:

1- Sensible heat load:

احمال حرارية محسوسة: تمثل المصادر الحرارية التي تتسبب في ارتفاع درجة الحرارة DBT مع ثبات الرطوبة النسبية ω داخل الحيز المراد تبريده او تكييفه.

2- Latent heat load:

الاحمال الكامنة: تمثل المصادر التي تضيف بخار ماء الى الهواء في الحيز المراد تكييفه. وتتسبب في زيادة الرطوبة النسبية ω مع ثبات درجة الحرارة DBT.

* Classification based on the position of Load:

5

1- External load: أحمال خارجية " Sensable load "

: تنقسم الى وهي الاحمال التي تأتي من خارج المكان المكيف.

→ Ceiling السقف

→ Walls الحوائط. → Internal wall / → External wall

→ Windows الشبابيك

→ Floor الأرضية

→ Doors الأبواب

2- Internal load: الاحمال الداخلية

وهي الاحمال التي تتولد داخل المكان.

→ ocupants الأشخاص → $Q_{sensable}$ + $Q_{Lattant}$

→ Lighting الإضاءة — $Q_{sensable}$

→ Equipment الأجهزة والمعدات → $Q_{sensable}$, إذا ذكرت ← Q_{Latant}

→ Ventelation التهوية (Fresh air) and Infiltration (التسريب)

Ventelation and infiltration → $Q_{sensable}$ / → Q_{Latant}.

* بعد حسابو كل الأحمال، نجمع $Q_{sensable}$ لوحدها، نجمع Q_{Latent} لوحدها

$$Q_{sensable_{total}} = \sum Q_{sensable}$$

$$Q_{Latent_{total}} = \sum Q_{Latent}$$

$$\therefore Q_{total} = \text{Cooling load} = Q_{sensable_{total}} + Q_{Latent_{total}}$$

sensable heat Factor

$$S.H.F_{space} = \frac{Q_{sensable\,t}}{Q_{sensable_t} + Q_{Latent\,t}}$$

* كيفية حساب احمال التبريد :

1- External load :

① Ceiling السقف

$$Q_{ceiling} = U . A . CLTD_{correct}$$

$U \rightarrow$ overall heat transfer cofficient $W/m^2 . °C$

$U = \frac{1}{R}$, $R \rightarrow$ sum of thermal resistance of the ceilin

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{\delta}{K} + \frac{1}{h_o} \Rightarrow$$

$A \rightarrow$ Ceiling area m^2.

$CLTD_{correct} \Rightarrow$ Correct Cooling Load temperature difference

$$CLTD_{correct} = (CLTD + LM)K + (25.5 - T_{room}) + (T_{outside} - 29.4)$$

وهي تمثل فرق درجات الحرارة خلال السقف + فرق درجات الحرارة والناتج من الاشعاع الشمسي ، Cooling load temperature difference CLTD او الـ

يتم حسابها من Table 7 Page 13 . بمعلومية الساعة التي نحسب عندها و Roof number .

ولتحديد Roof number يتم ذلك من Table page 13 , بمعلومية

(العازل فوق الخرسانة Mass inside the insulation or العازل تحت الخرسانة Mass outside the insulation) نوع السقف و R- Value .

كذلك هل يوجد سقف معلق ام لا

With suspended ceiling or without suspended ceiling

LM : Latitude-month correction

: يتم الحصول على LM من Table 9 page 14 بمعلومية زاوية
خط العرض Latitude 32° ، الشهر الذي نحسب عنده
عادة نأخذ الفترة من ابريل حتى اغسطس وكذلك الاتجاه
والاتجاه : for ceiling → HOR (horizontal)

K : color adjustment factor $K \cong 1$

$(25.5 - T_{room})$ → indoor design temperature correction

T_{room} → room temperature

$(T_{outside} - 29.4)$ → outdoor design temperature correction

$T_{outside}$ → average outside temperature.

LM ـ يعبر عن فرق درجة الحرارة الإضافي الناتج عن الإشعاع
الشمسي

2 Walls → External walls.
→ Internal walls.

⇒ For external walls :

$$Q_{walls} = U \cdot A \cdot CLTD_{Corr.}$$

- U → overall heat transfer cofficient

. اذا كان الحائط يتكون من طبقة واحدة من Table 5 page 10
. بمعلومية نوع مادة الحائط نحصل ع R

$$U = \frac{1}{R}$$

. اذا كان الحائط مركب من Table 6 page 11
بمعلومية مكونات الحائط نحصل ع U

اذا لم يكن معلوم مكونات الحائط نختار " Group C "

بسبب ان هناك طاقة تخزنة فى الجدران نتيجة الاشعاع الشمسى :

- A → wall area m^2
- $CLTD_{Corr.}$ ⇒ Corr. Cooling load temperature difference

$$CLTD_{Corr.} = (CLTD + LM)K + (25.5 - T_{room}) + (T_{outside} - 29.$$

اولاً نحدد CLTD للحائط من Table 7, Page 12 بمعلومية Group "C" + اتجاه الحائط (N, NE, E, SE, S, SW, W, NW)

ثانياً نحدد LM من Table 9 — page 14 بمعلومية زاوية خط العرض Latitude = 32° ، الشهر Apr/ Aug ، اتجاه الحائط (N, E, S, W)

- K = 1

* For internal walls : الحوائط الداخلية

$$Q_{wall} = U.A.[(T_o - T_i) - 3]$$

وحساب U بمعلومية مكونات الحوائط الداخلية من جدول ٥

يتم تحديد قيمة R ثم $U = \frac{1}{R}$

او اذا كان الحائط مركب من جدول ٦ بمعلومية المكونات

اذا كانت يتم حساب U , اذا كانت المكونات غير معلومة

نأخذ Group "C" ثم نحصل على U

③ Windows الشبابيك

heat transfer through windows → 1. radiation heat transfer + 2. Conduction heat transfer

$$Q_{radiation} = A \times S.C. \times SHGF_{max} \times CLF.$$

A → area of the windows m^2

S.C. → shading Cofficient معامل الظل.

يكون معامل الظل موجود في حالة استخدام ستائر Drapes

ويتم تحديده من الجدول ١١ Table 11 Page 16.

وذلك بمعلومية مواصفات القماش الخاص بالستائر وسمك الزجاج

الخطوات المستخدمة في تحديد S.C.

اولاً: يتم تحديد المنطقة التي تعبر عن قماش الستائر على الخريطة

11

D → Dark - color
M → Medium - color
L → Light - color

وذلك بواسطة لون القماش

I - open weave
II → semi - open weave
III → Closed weave

وكثافة الحياكة

ثانياً: يتم تحديد اطول خط يقطع هذه المنطقة وبمعلومية هذا الخط يتم تحديد العمود في الجدول 11

ثالثاً: يتم تحديد الصف المناظر لسمك الزجاج ونقطة تقاطع الصف مع العمود هي قيمة S.C. في حالة عدم وجود ستائر $S.C. = 1$

- $SHGF_{max.}$ → max. Sensable Heat Gain Factor

. اقصى حمل حراري بشمس عند خط العرض.

ويتم تحديدها من Table 10, page 15

بمعلومية [خط العرض Latitude = 32° ، الشهر = Aug.

: الاتجاه: [(N, S, E W) نأخذ اكبر قيمة مناظرة

لخط العرض Latitude = 32° ، الشهر = Aug.

$SHGF_{max}$ → W/m^2.

CLF ← هو معامل يعبر عن مقدار الطاقة المنبعثة ~~من الأسطح~~ خلال الأزمنية لوسط التبريد

- CLF → Cooling Load Factor معامل حمل التبريد.

يأخذ تأثير وجود سجاد او عدم وجود سجاد بالمكان: (في حالة عدم التأكد ~~وجود~~ نفترض وجود سجاد).

يحدد CLF من Table 13, Page 17 بمعلومية [الاتجاه (N, S, E, W)

و Room mass (L, M, H) ، الساعة التي نحسب عندها = 15:00 [

- **Condnction heat transfer through window**

$$Q_{condnction, window} = U \cdot A \cdot (T_o - T_i)$$

U → overall heat transfer through glass $W/m^2 \cdot °C$

$U = \frac{1}{R}$, R – thermal resistance

$$R = \frac{\text{glass thickness}}{\text{glass thermal conductivity}} \quad m^2 \cdot °C/W$$

يتم الحساب بمعلومية فرق درجة الحرارة مباشرة ولم يأخذ في الاعتبار تأثير الإشعاع الشمسي
وتجاهل الطاقة لأنه تم افتراض تأثير الإشعاع الشمسي radiation & ...

5 - Door : الأبواب

عند حساب الأحمال الحرارية خلال الحوائط يتم أخذ
مساحة الباب في الاعتبار ونفرض أن معدل انتقال
الحرارة خلال الحوائط هو نفسه معدل انتقال الحرارة
خلال الأبواب .

6 - Floor الأرضية .

انتقال الحرارة خلال الأرضية .

لا يحسب للدور الأرضي . ولكن يحسب فقط للأدوار العلوية
إذا كان الدور السفلي غير مكيف . ويتم حسابها من
المعادلة .

$$Q_{Floor} = U \cdot A \cdot [(T_o - T_i) - 3]$$

وقيمة U للأرضية هي نفس قيمة U للأسقف

علماً بأن درجة حرارة باطن الأرض تكون تقريباً في حدود ١٩ - ٢٢ م°

* Internal loads :-

الاحمال الداخلية

يتم فرض ان عدد ساعات التواجد في المكان من الساعة العاشرة صباحاً 10:00 am → 12:00 pm حتى الساعة الثانية عشر مساءً

∴ Total hours in space = 14 hr

سابقاً تم اجراء الحسابات عند الساعة 15:00 وبالتالي فإن عدد ساعات التشغيل حتى الوصول الى الساعة 15:00 هي 5 ساعات (عدد الساعات الفعلية).

1* Occupants : الاشخاص → $Q_{sensable}$, Q_{Latent}

$$Q_{\substack{sensable \\ occupants}} = N * SHG * CLF$$

$$Q_{\substack{Latent \\ occupants}} = N * LHG$$

ملحوظة عندما تم حساب الحرارة المحسوسة التي تخرج من جسم الانسان تم ذلك عند [illegible] اقصى مجهود للانسان. وبالتالي [illegible] القيمة الفعلية. بانها تعتمد على عدد ساعات التشغيل لذلك يتم ضرب القيمة الفعلية في معامل تصحيح CLF

N = Number of persons عدد الاشخاص الموجودين في المكان المراد تكييفه.

SHG → Sensible Heat Gain

LHG → Latent Heat Gain

CLF → Cooling Load Factor.

- يتم حساب الحمل الحراري للاشخاص LHG , SHG من Table 18, Page 22 حسب Degree of active درجة النشاط وطبيعة المكان

- يتم تحديد CLF من Table 19 Page 22 بمعلومية
- عدد الساعات الكلية Total hours in space = 14
- ← عدد الساعات الفعلية لتواجد الاشخاص، hours after each entry = 5 15:00 − 10:00

2- Lighting الإضاءة → $Q_{sensable}$

$$Q_{lighting} = 1.2 * q_L * A * CLF$$

q_L ← شدة الإضاءة W/m^2

A → Ceiling area m^2

CLF → Cooling Load Factor.

يتم حساب معامل حمل التبريد CLF للإضاءة من Table 16 Page 20

معلومة ① عدد ساعات التشغيل الفعلية $15:00 - 10:00 = 5$

~~Design~~ Design valve a = 0.55 ©

Design valve b = Group "C"

وهذه الثوابت تعتمد على

- Air supply and return
- Type of light
- Type of Group.

3- Equipment :- المعدات

$$Q_{Equipment} = q_E * A * CLF$$

q_E → equipment power W/m^2

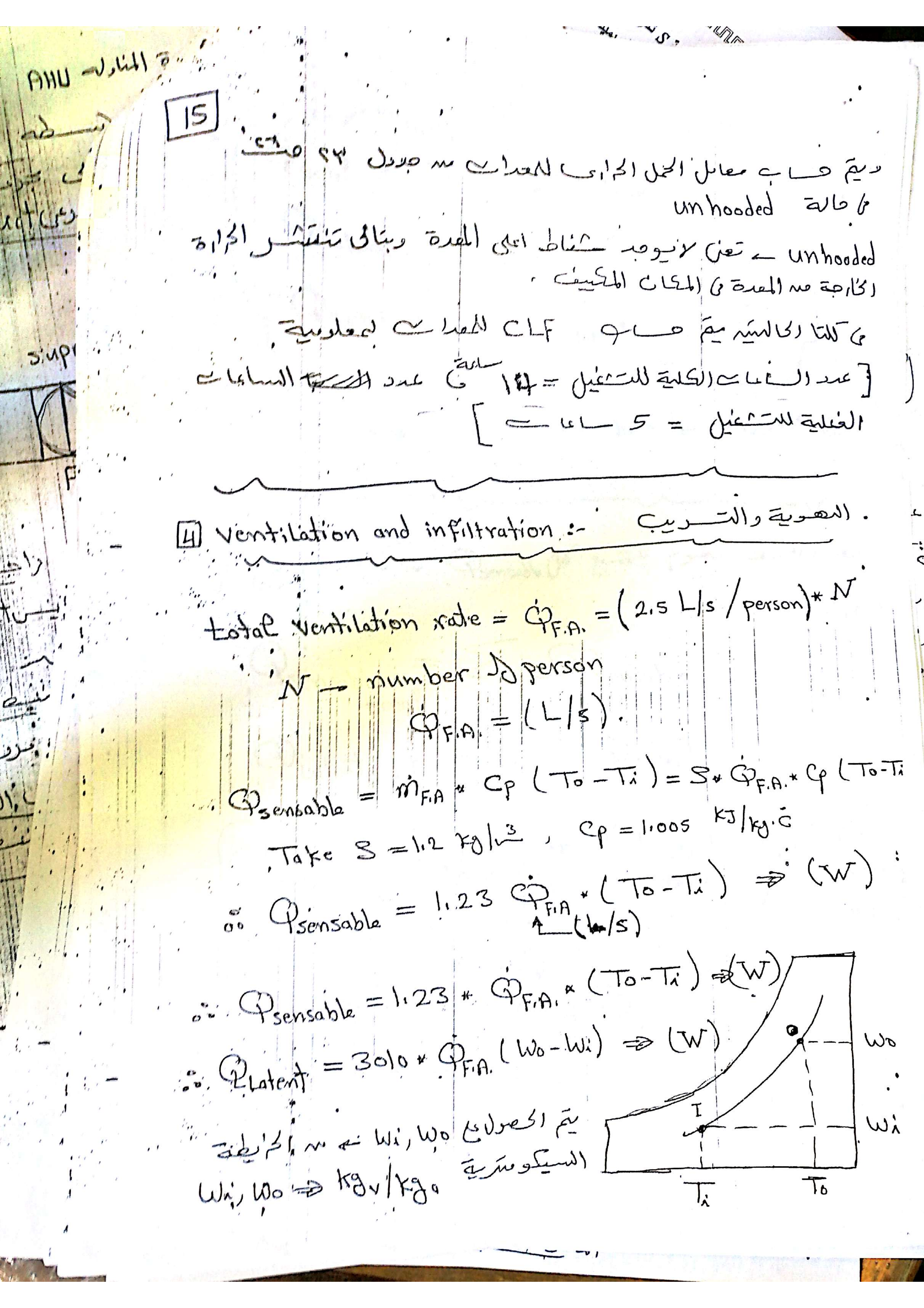
A → floor area = ceiling area m^2.

CLF → Cooling Load Factor

يتم حساب معامل الحمل الحراري للمعدات من جدول ٢٢ صـ 36

في حالة Hooded

Hooded ← تعني وجود شفاط فوق المعدة لسحب أي أبخرة وطردها خارج المكان المكيف



15

ويتم حساب معامل الحمل الحرارى للمعدات من جدول ٢٣ ص ٢٩
في حالة unhooded

unhooded ← تعني لا يوجد شفاط اعلى المعدة وبالتالى تنتشر الحرارة الخارجة من المعدة في المكان المكيف .

في كلتا الحالتين يتم حساب CLF للمعدات بمعلومية .

[عدد الساعات الكلية للتشغيل = 14 ساعة ، عدد الساعات الفعلية للتشغيل = 5 ساعات]

---

4 Ventilation and infiltration :- التهوية والتسريب .

$$\text{total ventilation rate} = \dot{Q}_{F.A.} = (2.5\ L/s/\text{person}) * N$$

$N \rightarrow$ number of person

$$\dot{Q}_{F.A.} = (L/s).$$

$$Q_{sensable} = \dot{m}_{F.A} * C_p (T_o - T_i) = \rho * \dot{Q}_{F.A.} * C_p (T_o - T_i)$$

Take $\rho = 1.2\ kg/m^3$, $C_p = 1.005\ kJ/kg.°C$:

$$\therefore Q_{sensable} = 1.23\ \dot{Q}_{F.A} * (T_o - T_i) \Rightarrow (W)$$

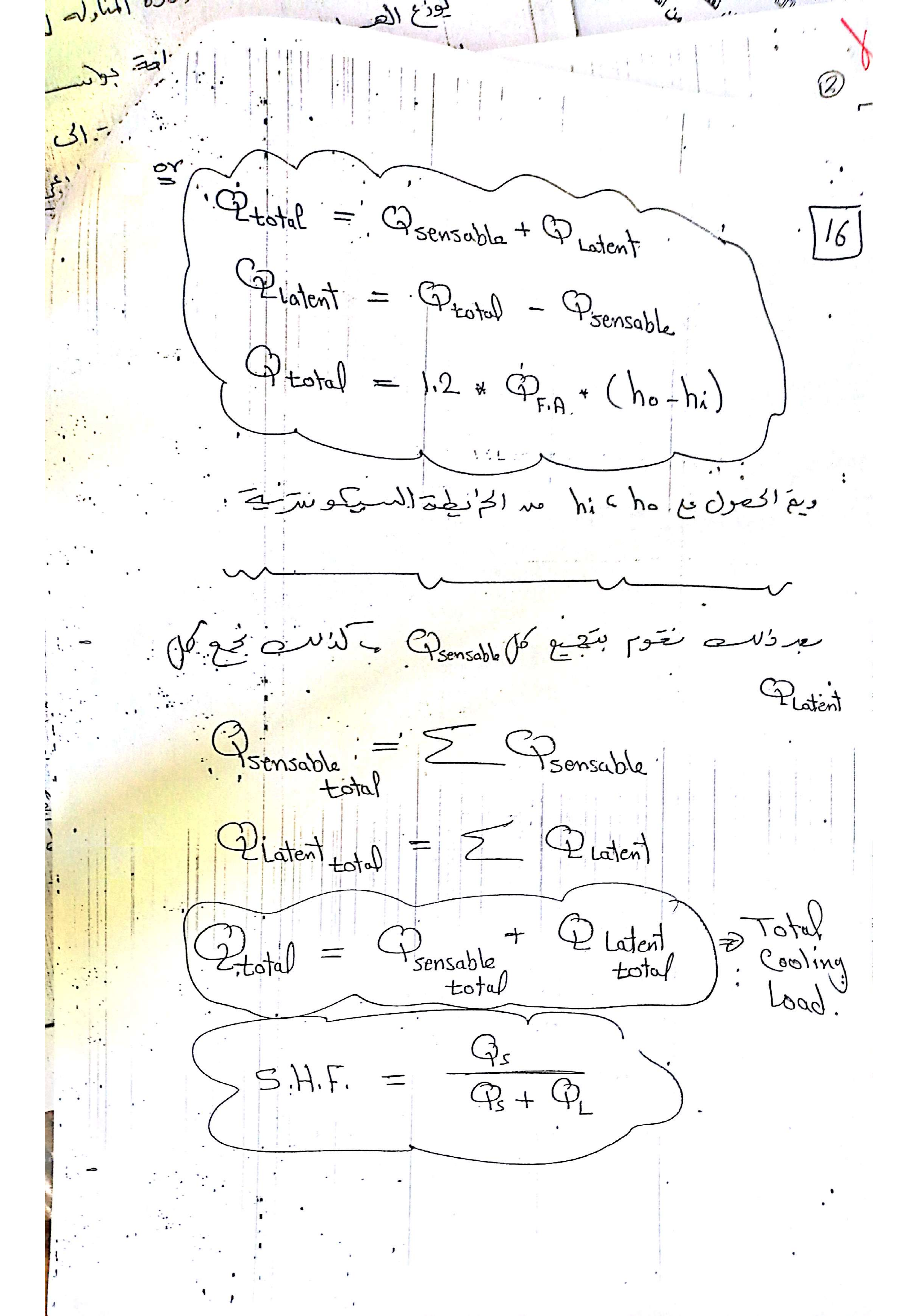
($\dot{Q}_{F.A}$ in L/s)

$$\therefore Q_{sensable} = 1.23 * \dot{Q}_{F.A.} * (T_o - T_i) \Rightarrow (W)$$

$$\therefore Q_{Latent} = 3010 * \dot{Q}_{F.A.} (W_o - W_i) \Rightarrow (W)$$

يتم الحصول على W_i, W_o من الخريطة السيكومترية

$W_i, W_o \Rightarrow kg_v/kg_a$



or

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensable} + \dot{Q}_{Latent}$$

$$\dot{Q}_{Latent} = \dot{Q}_{total} - \dot{Q}_{sensable}$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.2 * \dot{Q}_{F.A.} * (h_o - h_i)$$

ويتم الحصول ع h_o ، h_i من الخارطة السيكومترية :

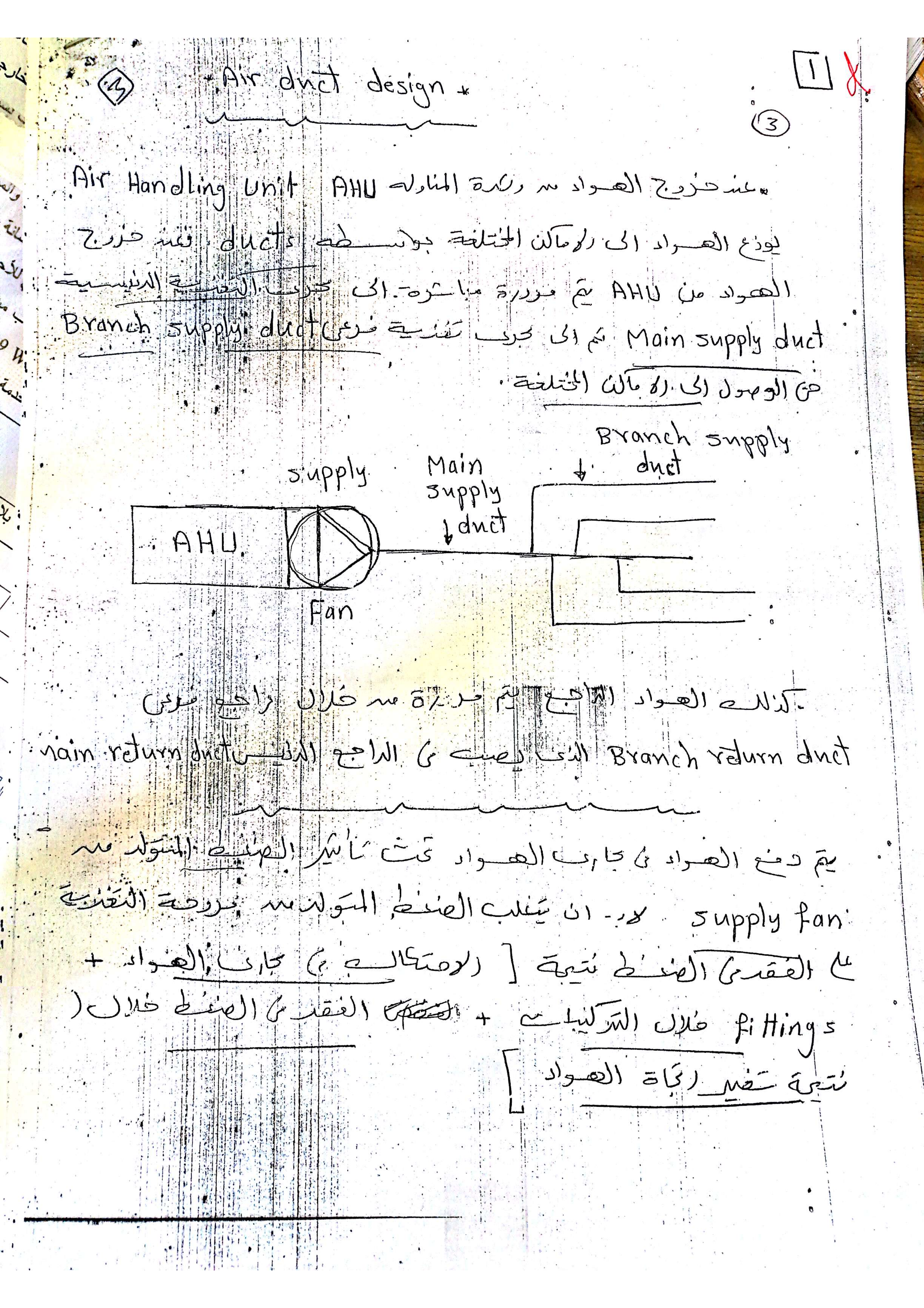
بعد ذلك نقوم بتجميع كل $\dot{Q}_{sensable}$ ، كذلك نجمع كل $\dot{Q}_{Latent}$

$$\dot{Q}_{sensable\ total} = \sum \dot{Q}_{sensable}$$

$$\dot{Q}_{Latent\ total} = \sum \dot{Q}_{Latent}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensable\ total} + \dot{Q}_{Latent\ total}$$ ⇒ Total Cooling Load.

$$S.H.F. = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L}$$



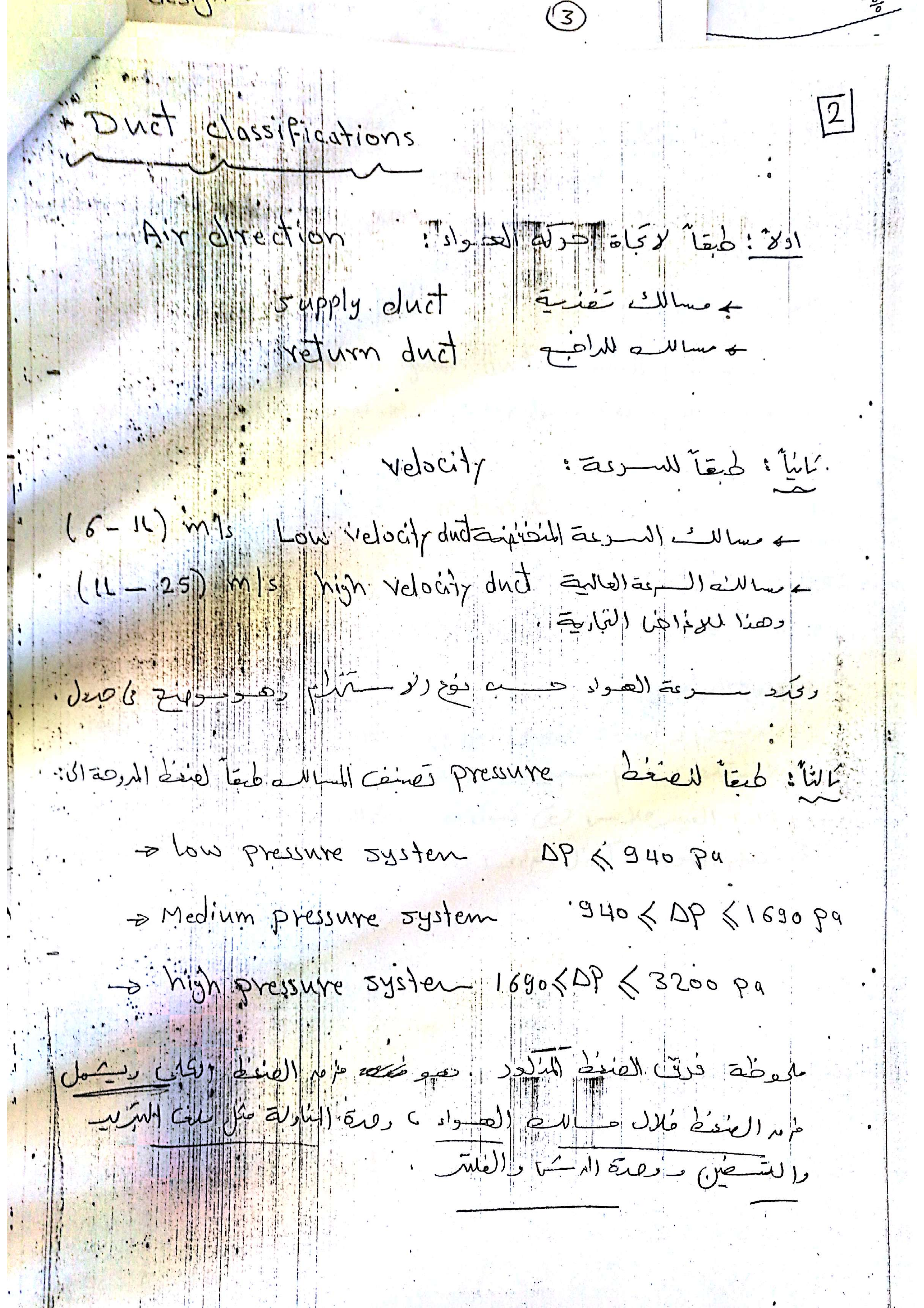
③ * Air duct design * ③ 1

• عند خروج الهواء من وحدة المناولة Air Handling unit AHU
يوزع الهواء الى الاماكن المختلفة بواسطة ducts فعند خروج
الهواء من AHU يتم مروره مباشرة الى مجرى التغذية الرئيسية
Main supply duct ثم الى مجرى تغذية فرعى Branch supply duct
حتى الوصول الى الاماكن المختلفة.

supply
Main supply duct
Branch supply duct
AHU
Fan

• كذلك الهواء الراجع يتم جمعه من خلال راجع فرعى
Branch return duct الذى يصب فى الراجع الرئيسى main return duct

• يتم دفع الهواء فى مجارى الهواء تحت تأثير الضغط المتولد من
supply fan لابد ان يتغلب الضغط المتولد من مروحة التغذية
على الفقد فى الضغط نتيجة [الاحتكاك فى مجارى الهواء +
الفقد فى الضغط خلال التركيبات fittings + الفقد فى الضغط خلال)
نتيجة تغير اتجاه الهواء]



2

Duct classifications

اولاً: طبقاً لاتجاه حركة الهواء: Air direction

← مسالك تغذية — supply duct

← مسالك للراجع — return duct

ثانياً: طبقاً للسرعة: velocity

← مسالك السرعة المنخفضة Low velocity duct (6 – 11) m/s

← مسالك السرعة العالية high velocity duct (11 – 25) m/s

وهذا للاغراض التجارية.

وتحدد سرعة الهواء حسب نوع الاستخدام وهو موضح في جدول

ثالثاً: طبقاً للضغط pressure تصنف المسالك طبقاً لضغط المروحة الى:

→ low pressure system $\Delta P \leqslant 940$ pa

→ Medium pressure system $940 < \Delta P \leqslant 1690$ pa

→ high pressure system $1690 \leqslant \Delta P \leqslant 3200$ pa

ملحوظة: فرق الضغط المذكور هو فقد الضغط الكلي ويشمل فقد الضغط خلال مسالك الهواء ، وحدة المناولة مثل ملف التبريد والتسخين ، وحدة الرشاشات والفلتر.

رابعاً: تبعاً لمقطع المسالك Duct cross section

١. مسالك دائرية circular duct وتمتاز هذه المسالك بسهولة التصنيع وانخفاض فرق الضغط بالمسالك ومن عيوبها الاستهلاك العالي من ألواح التصنيع.

٢. مسالك مستطيلة المقطع Rectangular duct تمتاز بامتيازات التصنيع وملائمة الترتيب في الفراغات ومن عيوبها زيادة فقد الضغط بالمسالك

خامساً: مادة التصنيع material

. تصنع المسالك من ألواح معدنية Metal sheet أو الالومنيوم Aluminum وحديثاً من الصوف الزجاجي Fiberglass أو البلاستك Plastic

- الألواح المعدنية أثقل من الالومنيوم ولكن ذات تكلفة أقل
- الالومنيوم والصوف الزجاجي أقل عرضة للصدأ وتكون التكلفة عالية
- البلاستك يستخدم لسهولة التشكيل ومقاومته للحرارة
- استخدام الفيبرجلاس لقي قبول حسن في الوقت الحالي نظراً للمقدرة في تقليل الضوضاء وكعازل حراري ومائي.

Essential Considerations for duct design.

اعتبارات اساسية لتصميم المسالك :

١- الفراغ المتاح والمظهر المعماري. Space available and architecture appearance.

٢- الاعتبارات الاقتصادية Economical consideration

← بالنسبة للمسالك المستطيلة Rectangular duct يجب ان تكون Aspect ratio $= \frac{W}{H} = \frac{\text{العرض}}{\text{الارتفاع}}$ لا تزيد عن 1 : 4.

• لان زيادة هذه النسبة يزيد تكلفة الانشاء والتصنيع كذلك يزيد من الضغط نتيجة الاحتكاك ومن ثم يزيد تكاليف التشغيل

← اضافة عازل حراري لتقليل معدل التسرب الحراري خلال المسالك

← تسرب الهواء يجب الا تزيد نسبة تسرب الهواء عن 1%

← مستوى الضوضاء Noise Level . تنتج الضوضاء في مسالك الهواء نتيجة ارتطام الهواء بالاسطح الصلبة نتيجة سرعة الهواء ويمكن ارجاع مصادر الضوضاء الى :

• عناصر تقوم بتوليد طاقة الصوت مثل : الانواع Elbow ، التفريعات Braches ، الخوانق diffuser ، الخفض Transition

• مخارج الهواء diffuser ، grilles

← مقاومة الحرائق . يجب ان تكون المواد العازلة مصدر الاحتكاك غير قابلة للاشتعال .

Duct system pressure loss

فقد الضغط لنظام المسالك

يتم ذلك بمعلومية

عند اختيار مروحة التغذية للهواء

معدلات السريان المطلوبة وم ن الضغط الكلى

P_o → total pressure — الضغط الكلى P_o

P_s → static pressure

P_v → dynamic pressure

$$P_o = P_s + P_v \quad , \quad P_v = \frac{\rho V^2}{2}$$

V → air velocity in main supply duct

ρ → air density

يجب ان يكون الضغط عند مخرج المروحة اعلى من الضغط الجوى بمقدار الضغط الكلى.

P_s ← يمثل فقد الضغط خلال مسالك الهواء وعناصر معدات نظام التكييف (مكونات وحدة المناولة).

والجدول الآتى يوضح قيم استرشادية لفقد الضغط خلال معدات نظام التكييف

• Approximated value of system element pressure drop

Element	ΔP Pa
Air intake	2 – 25
Filter	50 – 100
Cooling or heating coil	30 – 100
Air washer	50 – 100
Grilles	25 – 50

1

Air Duct Design Procedure.

6 · خطوات تصميم مسالك الهواء

١- تحديد معدل هواء التغذية والراجع لكل غرفة باستخدام معادلة الحرارة المحسوسة

$$Q_{sensible} = \rho * Q * C_p (T_S - T_R)$$

ρ – air density , Q – air flow rate

C_p – air specific heat at constant pressure

T_S – supply temperature , T_R – room temperature.

كمية الهواء الراجع تكون أقل قليلاً من هواء التغذية من نفس وجود فرق بالضغط في الغرفة وهذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة.

٢- وضع مخطط يجمع مسالك التغذية ومسالك الراجع على مخطط المبنى

٣- تحدد أماكن وضع منافذ التغذية supply diffuser وجريلات الراجع Return girilles مع الاستعانة بكاتلوجات التصنيع لتحديد فرق الضغط لكل عنصر وكذلك مستوى الضوضاء Sound Level لهذه المعدات حيث أن يكون أقل من الحد المسموح بها

٤- يتم عمل رسم مكبر لوحدة المناولة Air handling unit مبيناً عليه عناصر الوحدة مثل الفلتر، ملف التبريد، ملف التسخين، ووحدة الترطيب، ووصلة المروحة لتحديد فرق الضغط خلال كل عنصر

Duct Design Procedure.

6 سؤال تصميم مسالك الهواء

١- تحديد معدل هواء التغذية والراجع لكل غرفة باستخدام معادلة الحرارة المحسوسة

$$Q_{sensible} = \rho * Q * C_p (T_s - T_R)$$

ρ – air density , Q – air flow rate

C_p – air specific heat at constant pressure .

T_s – supply temperature , T_R – room temperature.

كمية الهواء الراجع تكون اقل قليلاً من هواء التغذية في نفس الغرفة وهذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة ، وجود فرق بالضغط في الغرفة وهذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة .

٢- وضع مخطط يجمع مسالك التغذية ومسالك الراجع على مخطط البناء

٣- تحدد أماكن وضع منافذ التغذية supply diffuser وجريلات الراجع Return grilles من الاستعانة بكتالوجات التصنيع لتحديد فرق الضغط لكل عنصر ، كذلك مستوى الضوضاء sound Level لهذه المعدات يجب ان يكون اقل من الحدود المسموح بها

٤- يتم عمل رسم تخطيطي لوحدة المناولة Air handling unit مبيناً عليه عناصر الوحدة مثل الفلتر ، ملف التبريد ، ملف التسخين ، ووحدة الترطيب ، ومروحة الدفع لتحديد فرق الضغط خلال كل عنصر

تصميم المقاطع Working drawing

٥- يبين في الرسم التنفيذي ، مواقع الكراسي للتركيبات المختلفة كما يبين عليه الفلاتر الطرفية ومضخم الهواء ، مواقع تحكم ضغط الهواء ، امكانية خفض الصوت

٦- يتم تجميع كل معدلات الهواء للغرف المختلفة لتحديد معدل الهواء المار خلال المسلك الرئيسي Main supply duct

٧- يتم تحديد فقد الضغط خلال اطول مسار للهواء خلال مسالك الهواء ، وكذلك فقد الضغط خلال Fitting وكذلك فقد الضغط خلال عناصر وحدة المناولة وذلك لتحديد فقد الضغط الاستاتيكي P_s.

٨- يتم حساب فقد ضغط السرعة P_v

٩- يتم تحديد فقد الضغط الكلي $P_o = P_s + P_v$ وذلك لاختيار مروحة التشغيل

ملحوظة:

اذا كانت الفراغات غير كافية لتركيب مسالك الهواء يتم تقليل ابعاد مسالك الهواء مع زيادة سرعة الهواء ، ولكن ذلك يسبب زيادة مستوى الضوضاء وكذلك زيادة الفقد في الضغط وبالتالي زيادة تكاليف التشغيل.

16

Duct design method:

Low Velocity system

* انظمة السرعة المنخفضة

تستخدم لهذه الانظمة طريقه تساوي الاحتكاك
وتعتبر هذه الطريقة ما اختيار معدل Equal Friction method
فقد الضغط بالاحتكاك $\Delta P_f/m$ لكل متر طولي بالمجاري ثابت
لكل مسالك الهواء الرئيسية والفرعية والتي في التركيبات
(باعتماد طريقه الطول المكافئ $L_{eq.}$) .

[1] . لتحديد معدل فقد الضغط بالاحتكاك . $\Delta P_f/m$

① بمعلومية معدل التدفق في Main supply duct (L/s) Q وهو
يساوي معدل التدفق عند مخرج المروحة

وبمعلومية سرعة الهواء V $(\frac{m}{s})$ في Main supply duct في
هذه يتم الحصول عليها من الجدول حسب نوع التطبيق (الاستخدام)

بمعلومية Q ، V نحصل على $\Delta P_f/m$ من الخارطة
Friction chart.

Recommented air velocity in low velocity air conditioning system (m/s)

Application	Main duct supply	Main duct return	Branch duct supply	Branch duct return	out air intakes	Filters	heating or cooling coil	Air washers	suction connection	Fan outlet
Residences	5	4	3	3	2.5	1.3	2.3	2.5	3-6	5-8
Apartments hotel Bedroom hospital Bed room	7.5	6.5	6.12	5	2.5	1.6	2.7	2.6	4.5	7-10
private offices Directors rooms Libraries	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
Theatres Auditoriums	6.6	5.6	5	4	2.5	1.5	2.6	2.6	4	6.6-10
General offices Restaurants stores Banks	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
Cafeterria	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
industrial buildings	15	9	11	7.7	2.5	1.8	3	2.6	5.1	8.2-12

Friction losses $\Delta P_f/L$

50 mm

90 m/s

velocity m/s

duct diameter mm

3150 mm

1.2 m/s

50 100 150 200 250 500 1000 2000 200 000

Air Quantity Q (L/s)

• ولحساب مقدار الفقد في الضغط نتيجة الاحتكاك ΔP_f

يتم حساب طول أطول مسار لسريان الهواء وهو L ثم

يتم تحديد معدل فقد الضغط نتيجة الاحتكاك $\Delta P_f/L$ من طول

أطول مسار نحصل على

$$\Delta P_f = \Delta P_f/L * L$$

ΔP_f → losses in static pressure due to friction

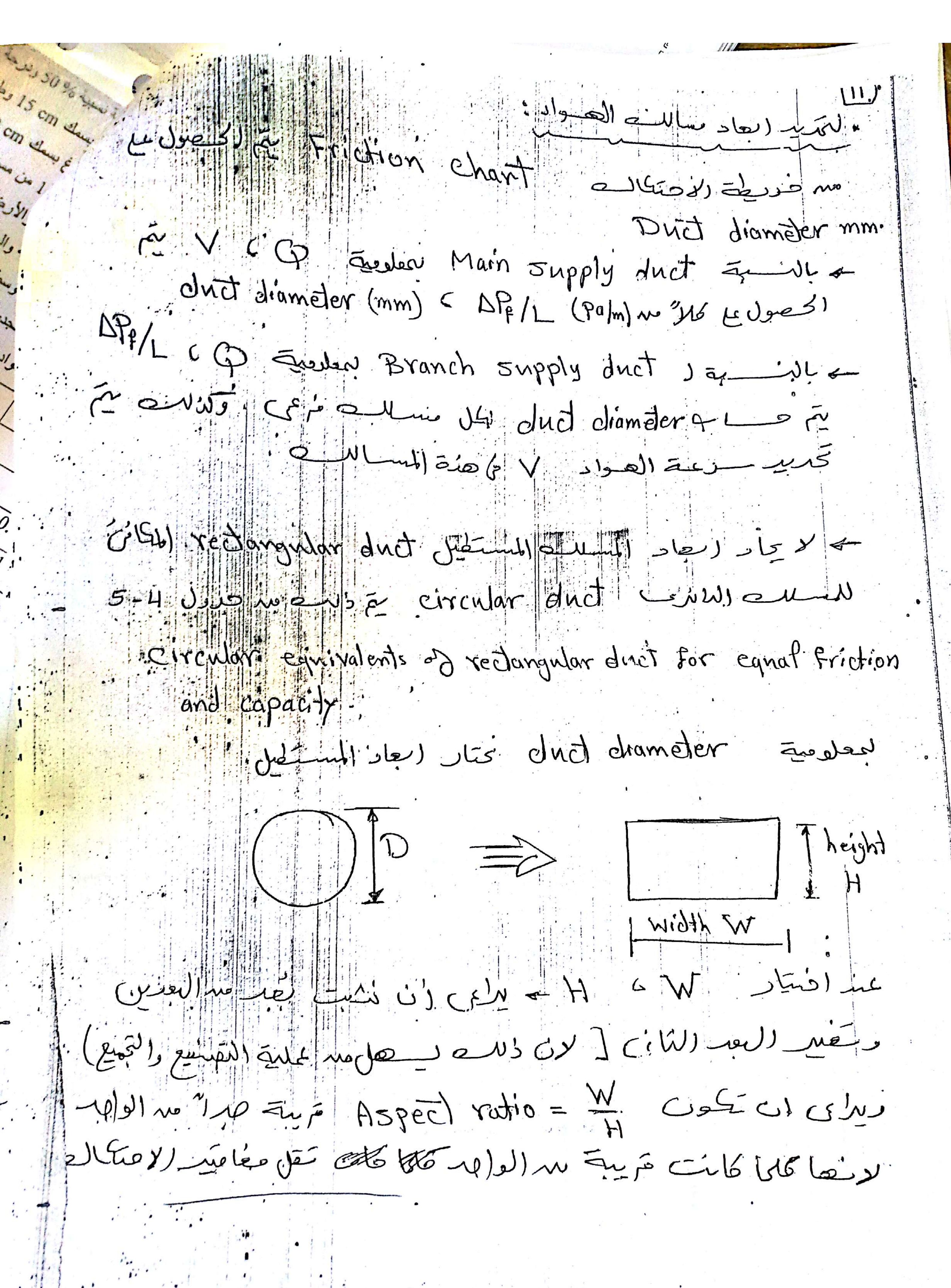
• في حالة وجود أي فقد في الضغط خلال fitting ، Valves ،

Filter ، ~~Cooling~~ coil يتم إضافة فرق الضغط لكل الفقد في

الضغط نتيجة الاحتكاك وذلك لحساب فرق الضغط

الاستاتيكي الكلي.

total static pressure losses



• لتحديد ابعاد مسالك الهواء:

يتم الحصول على Friction chart من خريطة الاحتكاك

Duct diameter mm.

← بالنسبة Main supply duct بمعلومية Q ، V يتم الحصول على كلاً من $\Delta P_f/L$ (Pa/m) ، duct diameter (mm)

← بالنسبة لـ Branch supply duct بمعلومية Q ، $\Delta P_f/L$ يتم حساب duct diameter لكل مسلك فرعي ، وكذلك يتم تحديد سرعة الهواء V في هذه المسالك

← لايجاد ابعاد المسلك المستطيل rectangular duct المكافئ للمسلك الدائري circular duct يتم ذلك من جدول 5-4

Circular equivalents of rectangular duct for equal friction and capacity.

بمعلومية duct diameter نختار ابعاد المستطيل.

عند اختيار W ، H ← يراعى أن نثبت أحد من البعدين ونغير البعد الثاني [لأن ذلك يسهل من عملية التصنيع والتجميع)

ويراعى ان تكون $\text{Aspect ratio} = \frac{W}{H}$ قريبة جداً من الواحد

لانها كلما كانت قريبة من الواحد كلما تقل معاملات الاحتكاك

12

جدول للاقطار المكافئة لمجاري الهواء المستطيلة المقطع بنفس السعة وفقد الضغط.

width W mm	height H mm				
	100	125	150	— — —	900
	circular duct diameter mm				
100					
125					
¦					

في النهاية يتم عمل جدول لتوضيح ابعاد مسالك الهواء

section	Q (L/s)	V (m/s)	DP_f/L (pa/m)	duct diameter mm	equivalent rectangular	
					W (mm)	H (mm)

Source of Noise

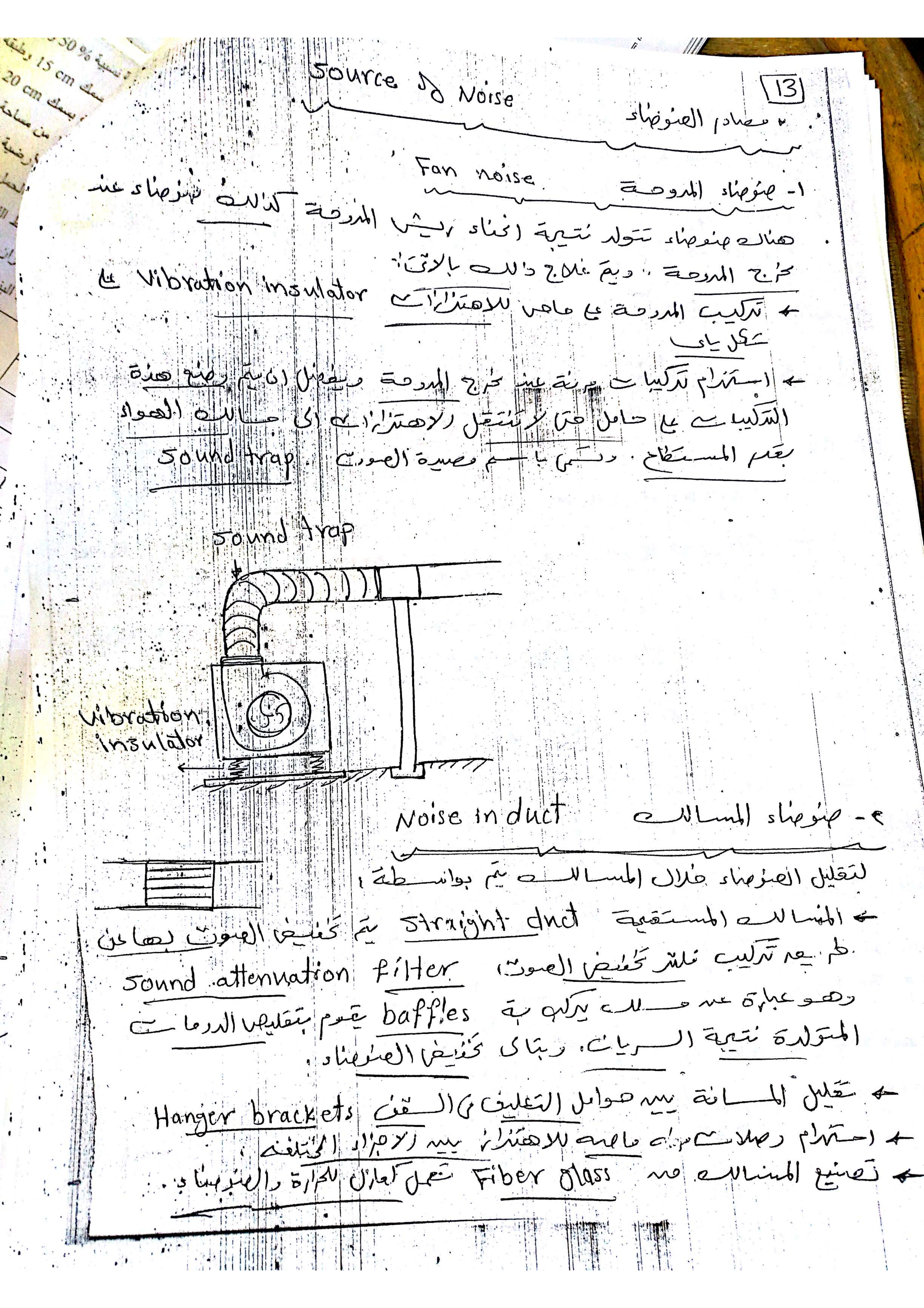
* مصادر الضوضاء

1- ضوضاء المروحة Fan noise

هناك ضوضاء تتولد نتيجة انحناء ريش المروحة كذلك ضوضاء عند مخرج المروحة ، ويتم علاج ذلك بالاتي:

← تركيب المروحة على ماص للاهتزازات Vibration insulator على شكل ياي

← استخدام تركيبات مرنة عند مخرج المروحة ويفضل ان يتم وضع هذه التركيبات على حامل حتى لا تنتقل الاهتزازات الى مسالك الهواء بقدر المستطاع . وتسمى باسم مصيدة الصوت sound trap



2- ضوضاء المسالك Noise in duct

لتقليل الضوضاء خلال المسالك يتم بواسطة:

← المسالك المستقيمة straight duct يتم تخفيض الصوت بها لكن ثم يتم تركيب فلتر تخفيض الصوت sound attenuation filter وهو عبارة عن مسالك يركب به baffles تقوم بتقليل الدوامات المتولدة نتيجة السريان وبالتالي تخفيض الضوضاء.

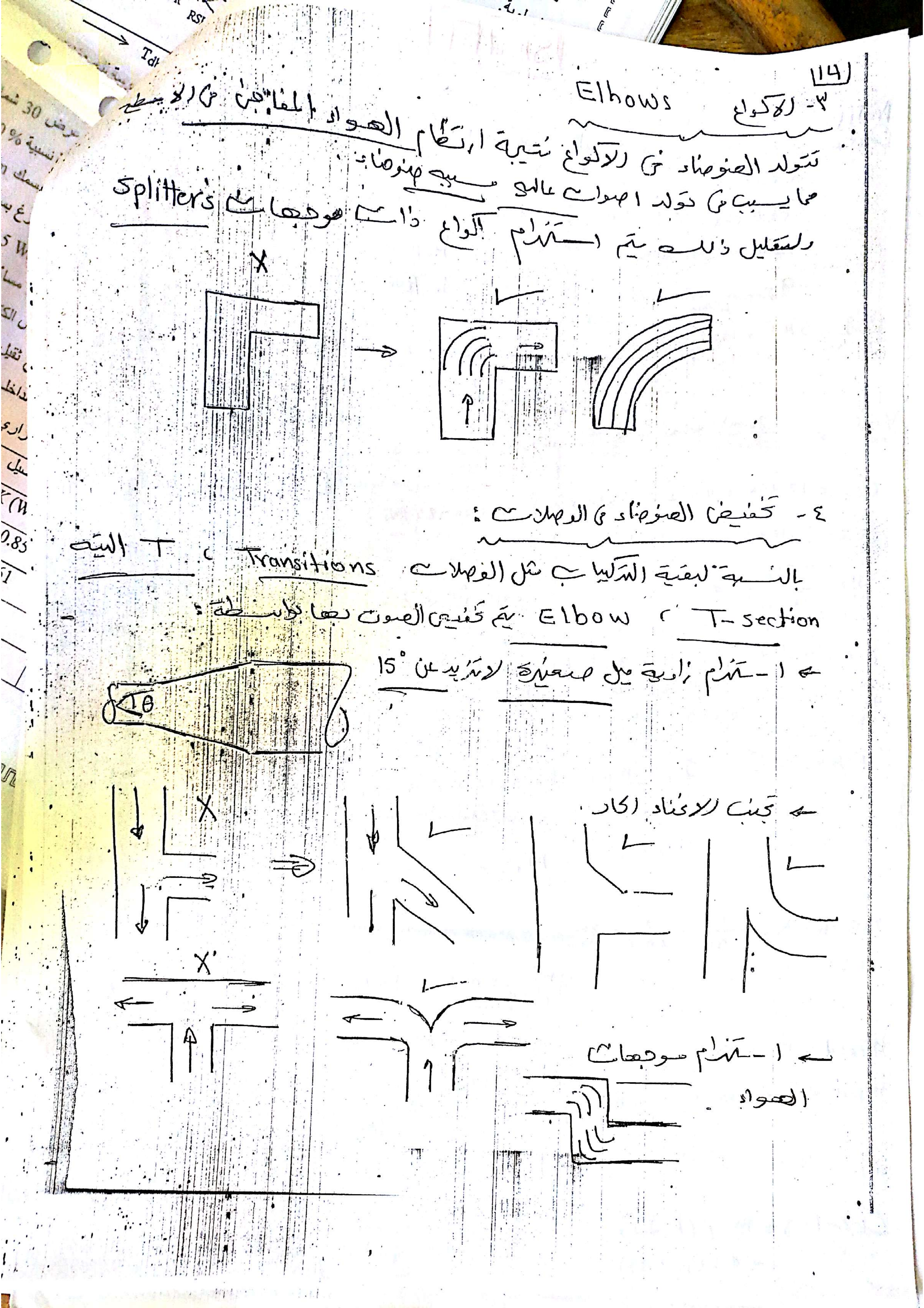
← تقليل المسافة بين حوامل التعليق في السقف Hanger brackets

← استخدام وصلات مرنة ماصة للاهتزاز بين الاجزاء المختلفة.

← تصنيع المسالك من Fiber glass تعمل كعازل للحرارة والضوضاء.

٣- الاكواع Elbows

تتولد الضوضاء في الاكواع نتيجة انتظام الهواء الملتف في الاوسط
مما يسبب في تولد اصوات عالية بسبب ضوضاء :
ولتقليل ذلك يتم استخدام اكواع ذات موجهات Splitters



٤- تخفيض الضوضاء في الوصلات :

بالنسبة لبقية التركيبات مثل الوصلات Transitions و T التية
T-section و Elbow يتم تخفيض الصوت بها بواسطة :

← استخدام زاوية ميل صغيرة لا تزيد عن 15°

← تجنب الانحناء الحاد

← استخدام موجهات الهواء

Notes

ايه الفرق بين التبريد و التكييف و التجفيف و الترطيب ؟!

التبريد :- هو التحكم في درجة حرارة الوسط المراد تبريده للحصول على درجات حرارة منخفضة تستخدم في تبريد وتجميد الأطعمة والمنتجات لتخزينها لفترة طويلة لحين استخدامها بصرف النظر عن الرطوبة المحيطة بهذا الوسط.

التكييف :- هو التحكم في درجة حرارة الهواء في الوسط المراد تكييفه مع التحكم في مستوى الرطوبة حتى تناسب الراحة الحرارية للإنسان

التجفيف :- خفض مستوى الرطوبة (بخار الماء) للهواء حتى يصبح الوسط جافاً

الترطيب :- رفع مستوى الرطوبة (بخار الماء) للهواء حتى يصبح الوسط رطباً.

---

*"Thermal Comfort principle"

مفهوم الراحة الحرارية :- هي ضبط ظروف الهواء الجوي المراد تكييفه بطريقة تساعد الأشخاص على الشعور بالراحة وهي :-

1) درجة الحرارة (23 : 24 °C)
2) الرطوبة النسبية (50 : 55%)
3) سرعة الهواء (حوالي 0.25 m/s)

← يفضل زيادة سرعة الهواء بالمكان وانخفاض الرطوبة النسبية يساعد على تحسين الراحة الحرارية في درجات الحرارة المرتفعة صيفاً.

← يفضل تقليل سرعة الهواء بالمكان وزيادة الرطوبة النسبية يساعد على تحسين الراحة الحرارية في درجات الحرارة المنخفضة شتاءً.

العوامل التي تقلل من الإحساس بالراحة الحرارية :-

1) الإشعاع الشمسي Solar radiation :-

يظهر بدرجة ملحوظة في الأماكن المكيفة بسبب وجود نوافذ وواجهات زجاجية للمباني والعزل الغير جيد للحوائط

Don't get too close
It's dark inside
It where my demons hide
It where my demons hide



X

② Air draft تيار الهواء :

وجود تيارات هوائية بسرعة عالية في الأماكن المكيفة (تبريد موضعي) غير مرغوب فيه بسبب عدم الاحساس بالراحة الحرارية، لذلك :

a) سرعة الهواء لا تقل عن 0.25 م/ث عند رأس الشخص (احساس بالراحة الحرارية)
b) " " " زادت إلى 0.5 م/ث " " " (عدم الاحساس بالراحة ٣٪ صيفاً - ٩٪ شتاء)
c) " " " " 0.75 م/ث " " " (" " " ٢٪ صيفاً - ٤٪ شتاء)

③ الفروق الرأسية لدرجات حرارة الهواء :

إذا كان فرق درجات الحرارة بين الرأس والقدم كبيراً ⟵ ينتج احساس عدم الراحة الحرارية
(لابد ألا يزيد الفرق في الدرجات بين الرأس والقدم عن (2k))

---

* Main Parameters in designing air Conditioning : (هام جداً)

Temperature - Air Velocity - Relative Humidity - Noise - Pressure - Clean air (اشرح في كشكول الإجراءات)

الهواء عبارة عن :
- Dry Air ⟹ (No humdity)
- Atmospheric ⟹ (humdity percent)

- ازالة الرطوبة غالباً بتكون عن طريق الطريقة التقليدية (التكثيف)
- Silica gel ⟶ absorbtion Cycles
بتمتص وزنها من المياه ثم يتم عمل عمليات كيميائية لنزع المياه منها.
- في الحقيقة مقدرش أوصل لـ (100% Dry) ⟵ ex Milk Powder فيها نسبة من الماء

$$P_{\substack{total\\of\ air}} = P_{dry\,air} + P_{\substack{water\\vapor}}$$

$P_T = P_{barometric} \longrightarrow$ total Pressure of atmospheric air

$T_{dry\,air} = T_{\substack{water\\vapor}} =$ dry bulb temp. $(T_{d.b})$

$R_{dry\,air} = 0.287\ kJ/kg.K$

$R_{\substack{water\\vapor}} = 0.461\ kJ/kg.K$

- **Dry buld Temp ($T_{d.b}$)**:

هي درجة الحرارة المقاسة بالترمومتر عندما يكون انتفاخ الترمومتر جاف (درجة الحرارة العادية)

- **Wet buld temp ($T_{w.b}$)**:

هي درجة حرارة الهواء المقاسة بالترمومتر عند وضع قطعة مبللة بالماء حول انتفاخ الترمومتر ← درجة الحرارة هتبقى مختلفة لأن الهواء هيعدي على القطعة المبللة ويفقد حرارة.

$T_{wb} < T_{db}$ ← لأن الترمومتر قاس درجة حرارة الهواء بعد ما عدى على القطعة المبللة

وفرق درجات الحرارة يعتمد على مقدار ما امتصه الهواء من الماء الموجود بالقماشة

لو الهواء ناشف على القطعة مشبع يبقى القطعة مش هتفقد حاجة.

(الهواء يستطيع امتصاص مقدار معين من الرطوبة وبعدها يصل إلى التشبع)

- **Dew Point temp (D.P.T)**:

درجة حرارة التندي: هي الحرارة التي عندها بخار الماء يبدأ في التكثف

$T_{surface} < T_{bwb}$

(في الصيف مش بنشوف بخار ع الإزاز الا مش بنوصل للنقطة دي)

① ② ③ $w_1 = w_2$ w_3 T_3 dPT

الـ (Dry) اللي درجة حرارة 6 ومش بيساووا بعض إلا الضغط التشبع

① $T_1 =$ — $RH_1 = 50\%$ ($w_1 = w_2$)

② $T_2 = dPT$ $RH_2 = 100\%$

$W.b.T = db.T \rightarrow$ if $RH = 100\%$ (Saturation line)

$WbT < dbT \rightarrow RH < 100\%$

لو استمر التبريد بعد الوصول إلى ② ← الهواء هيستمر عند $RH = 100\%$ لكن هيتكثف جزء من بخار الماء الموجود في الهواء

③ $T_3 < dPT_{①}$ ($W_3 < W_2$) بسبب تكثيف بخار الماء

$RH = \frac{m_v}{m_s} = \frac{P_v}{P_s}$

$\because W_1 = W_2 \rightarrow \boxed{RH_2 > RH_1}$

$W_1 = W_2 = \frac{m_v}{m_a} \rightarrow m_v = Const$

$\therefore P_v = Const$

$T_2 < T_1$, $P_{sat} \propto T \Rightarrow \therefore P_{sat②} < P_{sat①}$

$\uparrow RH = \frac{P_v}{P_{sat}\downarrow}$

- **Degree of Saturation (M_{sat})**:

درجة حرارة التشبع:

هي النسبة بين محتوى الرطوبة الفعلي للهواء إلى محتوى الرطوبة للهواء إذا وصل إلى حالة التشبع

$$M_{sat} = \frac{W}{W_{sat}} = 0.622 \frac{P_{sat}}{P_T - P_{sat}}$$

$$W = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_t - P_v} \qquad W_s = \frac{m_s}{m_a} = 0.622 \frac{P_s}{P_t - P_s}$$

(P_s: من الجدول)

m_s ← أكبر كتلة لبخار الماء يستطيع أن يتحملها الهواء

- **Total Enthalpy of Air (H)**:

هو المحتوى الحراري الكلي لكل من الهواء الجاف وبخار الماء بالهواء الجوي.

$$H = H_d + H_v$$

$$H = m_d\, C_{P_d}\, T_d + m_v \left[h_{fg} + C_{P_v} T_v\right]$$

($C_{P_d} = 1.005$, $C_{P_v} = 1.88$, T_v in °C)

$$h = C_{P_d} T_d + w \left[h_{fg} + C_P T_v\right]$$

h: specific enthalpy; $w = \frac{m_v}{m_d}$

$C_{P_a} = 1.005\ kJ/kg$

$C_{P_v} = 1.88\ kJ/kg$

$h_{fg} = 2500\ kJ/kg$ ← الحرارة الكامنة المطلوبة لتبخير بخار الماء

$\frac{P_d}{P_t} = X_d \rightarrow$ Mole friction of dry air (X_d)

$\frac{P_v}{P_t} = X_v \rightarrow$ Mole friction of water vapor (X_v)

اللهم ثبات

- Adiabatic Processes العمليات الاديباتيكية:

عندي في البداية درجة حرارة الهواء الجافة dbT_1 عالية ونسبة الرطوبة W_1 منخفضة ثم برشه الهواء بماء درجة حرارته اقل من درجة حرارة الهواء الجافة فتقل درجة الحرارة لتصبح dbT_2 وتزداد نسبة الرطوبة إلى W_2 ويحدث ذلك مع ثبات الانثالبي ($h=C$) و ($WbT=C$)

$\dot{m}_{air}$ ماسورة معزولة

h WbT 25 ② ① dbT_2 dbT_1

ممكن تصل نقطة ② إلى خط التشبع وممكن تكون 25

ملاحظات:

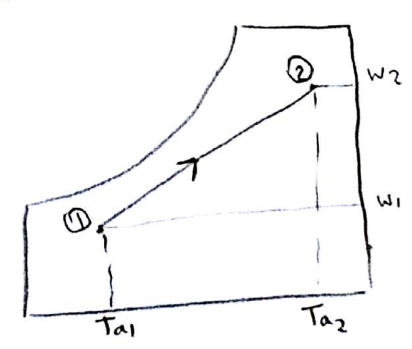
- تكييف الهواء يعني ⟸ معالجته (اجراء بعض العمليات السابق ذكرها على الهواء ليصبح مناسب للاستخدام الاشخاص أو مناسب للعمليات الصناعية) وذلك بالتحكم في:
① درجة حرارة الهواء. ② نسبة رطوبته ③ سرعة حركة الهواء بداخل المكان المراد تكييفه
④ توزيع الهواء بحيث يكون توزيع منتظم بداخل المكان المراد تكييفه.

- انظمة تكييف الهواء:
1) الانظمة الصيفية
2) الانظمة الشتوية
3) الانظمة المركبة (بحيث خلال هذا النظام قد تجرى اكثر من عملية لمعالجة الهواء)

- Cooling Tower:

فكرة عمله ⟸ هو تبريد ماء ساخن عن طريق دخوله من اعلى البرج ورشه باستخدام رشاشات وسحب هواء بارد من اسفل البرج إلى اعلى ليقابل بخار الماء الساخن ليحدث عملية تبريد للماء باستخدام الهواء البارد الصاعد.

- اثناء صعود الهواء يمتص جزء من بخار الماء النازل من الرشاشات وبالتالي كمية المياه المتجمعة اسفل البرج بعد التبريد تقل بمقدار كمية بخار الماء الممتص بواسطة الهواء



$$\dot{m}_{water\ vapor} = m_a (W_2 - W_1)$$
$$= m_1 (W_2 - W_1) = m_{make\ up\ water}$$

$$\overset{out}{m_{air_2}} = \overset{in}{m_{air_1}} + m_{water\ vapor}$$

$$m_{w_2} = m_{w_1} - m_{water\ vapor} \qquad (m_{water\ vapor} = m_{makeup\ water})$$

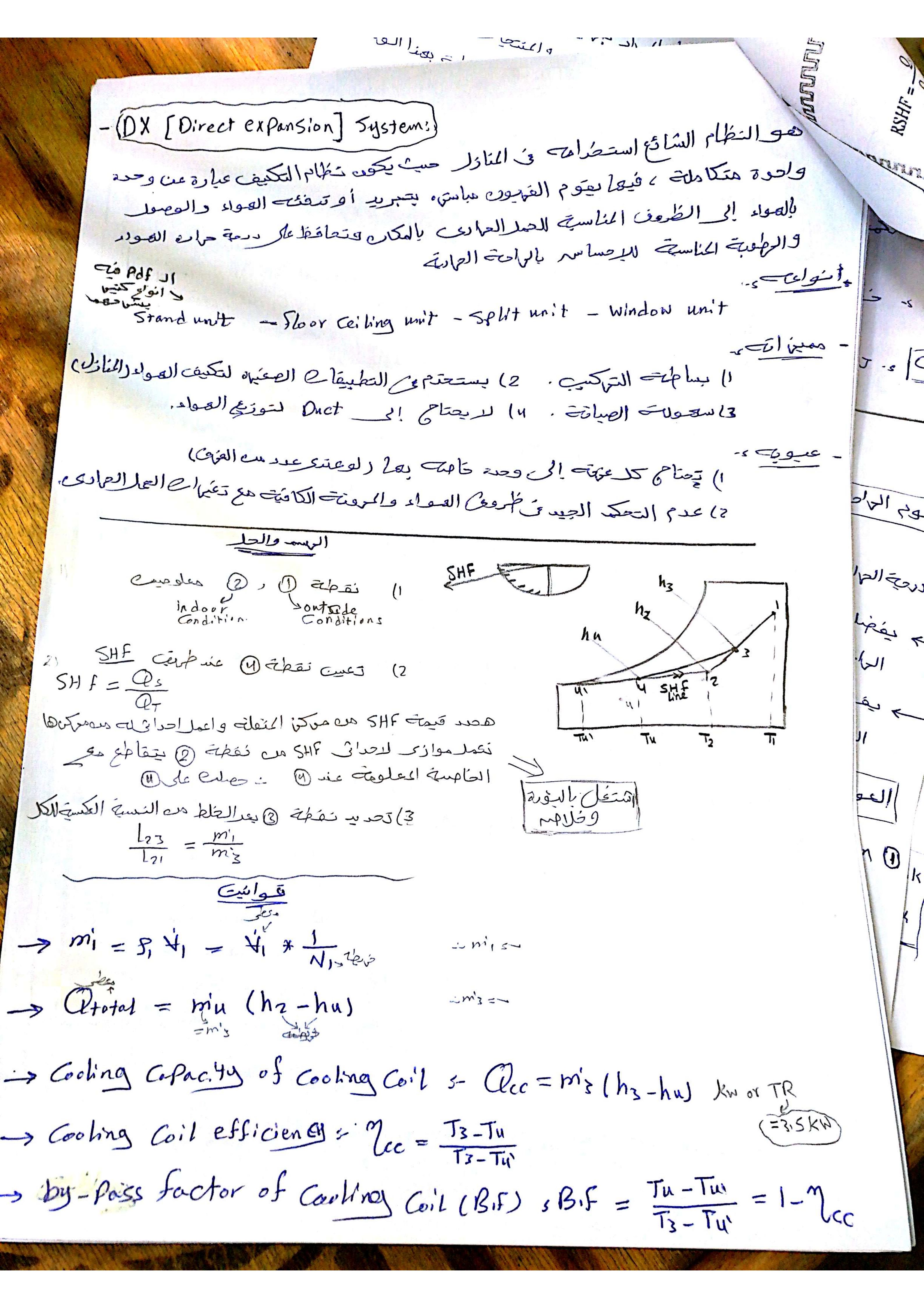
يقوم به برج التبريد في محطات Power Plant هو عملية تسخين مع اضافة رطوبة للهواء Heating and humidification

Heat balance to Cooling Towers:

$$\overset{in}{\text{hot water} + \text{Cold air}} = \overset{out}{\text{Cold water} + \text{hot air}}$$

$$m_{w_1} Cp_w T_{w1} + m_{a_1} Cp_a T_{a1} = m_{w_2} Cp_w T_{w2} + m_{a_2} Cp_a T_{a2}$$

Cp_w = 4.18 kJ/kgK $\qquad$ Cp_a = 1.005 kJ/kgK



- DX [Direct expansion] System:

هو النظام الشائع استخدامه في المنازل حيث يكون نظام التكييف عبارة عن وحدة واحدة متكاملة، فيها يقوم الفريون مباشرة بتبريد أو تدفئة الهواء والوصول بالهواء إلى الظروف المناسبة للحمل الحراري بالمكان فتحافظ على درجة حرارة الهواء والرطوبة المناسبة للإحساس بالراحة الحرارية

أنواعه:

ال pdf فيه انواع كتير بيشرحهم →

Stand unit – Floor ceiling unit – Split unit – Window unit

مميزاته:

1) بساطة التركيب. 2) يستخدم في التطبيقات الصغيرة لتكييف الهواء (المنازل)

3) سهولة الصيانة. 4) لا يحتاج إلى Duct لتوزيع الهواء.

عيوبه:

1) تحتاج كل غرفة إلى وحدة خاصة بها (لو عندي عدد من الغرف)

2) عدم التحكم الجيد في ظروف الهواء والمرونة الكافية مع تغيرات الحمل الحراري.

الرسم والحل

1) نقطة ① و ② معلومين
① outside conditions ، ② indoor condition

2) تعيين نقطة ④ عن طريق SHF

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_T}$$

هحدد قيمة SHF من مركز المنقلة واعمل احداثي له من مركزها
نعمل موازي لاحداثي SHF من نقطة ② يتقاطع مع الخاصية المعلومة عند ④ نحصل على ④'

3) تحديد نقطة ③ بعد الخلط من النسبة العكسية للكل

$$\frac{L_{23}}{L_{21}} = \frac{m'_1}{m'_3}$$

قوانين

$$\rightarrow m'_1 = \rho_1 \dot{V}_1 = \dot{V}_1 * \frac{1}{v_1}$$ ($\dot{V}_1$ معطى)

$$\rightarrow Q_{total} = m'_4 (h_2 - h_4)$$ (Q_{total} معطى، $m'_4 = m'_3$)

$\rightarrow$ Cooling capacity of cooling coil: $Q_{cc} = m'_3 (h_3 - h_4)$ kW or TR (TR = 3.5 kW)

$\rightarrow$ Cooling coil efficiency: $\eta_{cc} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}}$

$\rightarrow$ by-pass factor of cooling coil (B.F): $B.F = \frac{T_4 - T_{4'}}{T_3 - T_{4'}} = 1 - \eta_{cc}$